

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
 федеральное государственное автономное
 образовательное учреждение высшего образования
 «Национальный исследовательский Томский политехнический университет» (ТПУ)

Школа **Инженерная школа новых производственных технологий**
 Отделение школы (НОЦ) **Научно-образовательный центр Н.М.Кижнера**
 Направление подготовки **18.03.02 Энерго- и ресурсосберегающие процессы в химической технологии, нефтехимии и биотехнологии**
 Профиль **Машины и аппараты химических производств**

БАКАЛАВРСКАЯ РАБОТА

Тема работы
Установка получения гидроксида аммония с разработкой теплообменного оборудования

УДК 661.537.02-66.045-047.84

Студент

Группа	ФИО	Подпись	Дата
4K51	Белякова Елизавета Олеговна		

Руководитель

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент	Семакина О.К.	к.т.н., с.н.с		

КОНСУЛЬТАНТЫ:

По разделу «Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение»

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент	Криницына З.В.	к.т.н., доцент		

По разделу «Социальная ответственность»

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Старший преподаватель	Скачкова Л.А.			

По разделу «Механический расчет оборудования»

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент	Беляев В.М.	к.т.н., доцент		

ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ:

Руководитель ООП	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент	Беляев В.М.	к.т.н., доцент		

Томск – 2019 г.

Министерство науки и высшего образования Российской Федерации
федеральное государственное автономное
образовательное учреждение высшего образования
«Национальный исследовательский Томский политехнический университет» (ТПУ)

Школа **Инженерная школа новых производственных технологий**
 Отделение школы (НОЦ) **Научно-образовательный центр Н.М.Кижнера**
 Направление подготовки **18.03.02 Энерго- и ресурсосберегающие процессы в химической технологии, нефтехимии и биотехнологии**
 Профиль **Машины и аппараты химических производств**

УТВЕРЖДАЮ:
 Руководитель ООП
 _____ Беляев В.М.
 (Подпись) (Дата) (Ф.И.О.)

ЗАДАНИЕ на выполнение выпускной квалификационной работы

В форме:

Бакалаврской работы

(бакалаврской работы, дипломного проекта/работы, магистерской диссертации)

Студенту:

Группа	ФИО
4К51	Белякова Елизавета Олеговна

Тема работы:

Установка получения гидроксида аммония с разработкой теплообменного оборудования	
Утверждена приказом директора (дата, номер)	1235/с от 18.02.2019
Срок сдачи студентом выполненной работы:	25.05.2019

ТЕХНИЧЕСКОЕ ЗАДАНИЕ:

<p>Исходные данные к работе <i>(наименование объекта исследования или проектирования; производительность или нагрузка; режим работы (непрерывный, периодический, циклический и т. д.); вид сырья или материал изделия; требования к продукту, изделию или процессу; особые требования к особенностям функционирования (эксплуатации) объекта или изделия в плане безопасности эксплуатации, влияния на окружающую среду, энергозатратам; экономический анализ и т. д.).</i></p>	<p>Разработка теплообменного оборудования для установки получения гидроксида аммония Холодный теплоноситель – крепкий водоаммиачный раствор; Горячий теплоноситель – слабый водоаммиачный раствор; Расход холодного теплоносителя: 320 м³/ч; Начальная температура горячего теплоносителя: 115 °С;</p>
---	--

	<p>Конечная температура горячего теплоносителя: 47 °С; Начальная температура холодного теплоносителя: 39 °С; Конечная температура холодного теплоносителя: 100 °С; Давление в трубном пространстве: 2.5 МПа Давление в межтрубном пространстве: 2.5 МПа</p>
<p>Перечень подлежащих исследованию, проектированию и разработке вопросов <i>(аналитический обзор по литературным источникам с целью выяснения достижений мировой науки техники в рассматриваемой области; постановка задачи исследования, проектирования, конструирования; содержание процедуры исследования, проектирования, конструирования; обсуждение результатов выполненной работы; наименование дополнительных разделов, подлежащих разработке; заключение по работе).</i></p>	<p>Реферат Введение 1 Описание технологической схемы 2 Расчет кожухотрубчатого теплообменника 3 Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение 4 Социальная ответственность Заключение Список литературы</p>
<p>Перечень графического материала <i>(с точным указанием обязательных чертежей)</i></p>	<p>Лист 1 – Технологическая схема установки А1 Лист 2 – Общий вид кожухотрубчатого теплообменника А1 Лист 3 – Сборочный чертеж кожухотрубчатого теплообменника А1 Лист 4 – Техничко-экономические показатели А1</p>
<p>Консультанты по разделам выпускной квалификационной работы <i>(с указанием разделов)</i></p>	
Раздел	Консультант
Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение	Криницына Зоя Васильевна
Социальная ответственность	Скачкова Лариса Александровна
Механический расчет оборудования	Беляев Василий Михайлович
<p>Названия разделов, которые должны быть написаны на русском и иностранном языках:</p>	

Дата выдачи задания на выполнение выпускной квалификационной работы по линейному графику	25.01.2019
---	-------------------

Задание выдал руководитель:

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
доцент	Семакина Ольга Константиновна	к.т.н., с.н.с.		

Задание принял к исполнению студент:

Группа	ФИО	Подпись	Дата
4K51	Белякова Елизавета Олеговна		

Запланированные результаты обучения по ООП 18.03.02 выпуска 2019 г.

Код результата	Результат обучения (выпускник должен быть готов)	Требования ФГОС ВПО, критериев и/или заинтересованных сторон
<i>Профессиональные компетенции</i>		
P1	Применять базовые математические, естественнонаучные, социально-экономические и специальные знания в профессиональной деятельности	Требования ФГОС (ОПК-1,2,3; ПК-8,10,11,12; ОК-1,2,3,4), Критерий 5 АИОР (п.1.1)
P2	Применять знания в области энерго-и ресурсосберегающих процессов химической технологии, нефтехимии и биотехнологии для решения производственных задач	Требования ФГОС (ОПК-1,2; ПК-1,3,,9; ОК-7), Критерий 5 АИОР (пп.1.1,1.2)
P3	Ставить и решать задачи производственного анализа, связанные с созданием и переработкой материалов с использованием моделирования объектов и процессов химической технологии, нефтехимии и биотехнологии.	Требования ФГОС (ОПК-2; ПК-2,4,5,16; ОК-5,7), Критерий 5 АИОР (пп.1.2)
P4	Проектировать и использовать энерго-и ресурсосберегающее оборудование химической технологии, нефтехимии и биотехнологии	Требования ФГОС (ОПК – 1; ПК-2,4,5,8,17,18; ОК-3,4), Критерий 5 АИОР (п.1.3)
P5	Проводить теоретические и экспериментальные исследования в области энерго-и ресурсосберегающих процессов химической технологии, нефтехимии и биотехнологии	Требования ФГОС (ОПК -2,3; ПК-13,14,15; ОК-7), Критерий 5 АИОР (п.1.4)
P6	Осваивать и эксплуатировать современное высокотехнологичное оборудование, обеспечивать его высокую эффективность, соблюдать правила охраны здоровья и безопасности труда на производстве, выполнять требования по защите окружающей среды.	Требования ФГОС (ОПК – 3; ПК-1,4,6,7,9,10,11; ОК-9), Критерий 5 АИОР (п.1.5)
<i>Общекультурные компетенции</i>		
P7	Демонстрировать знания социальных, этических и культурных аспектов профессиональной деятельности.	Требования ФГОС (ОК-1,6), Критерий 5 АИОР (пп.2.4,2.5)
P8	Самостоятельно учиться и непрерывно повышать квалификацию в течение всего периода профессиональной деятельности.	Требования ФГОС (ОК-7), Критерий 5 АИОР (2.6)
P9	Владеть иностранным языком на уровне, позволяющем разрабатывать документацию, презентовать результаты профессиональной деятельности.	Требования ФГОС (ОК-5) , Критерий 5 АИОР (п.2.2)
P10	Эффективно работать индивидуально и в коллективе, демонстрировать ответственность за результаты работы и готовность следовать корпоративной культуре организации.	Требования ФГОС (ОК-4,6,8) , Критерий 5 АИОР (пп.1.6, 2.3)

**ЗАДАНИЕ ДЛЯ РАЗДЕЛА
«ФИНАНСОВЫЙ МЕНЕДЖМЕНТ, РЕСУРСОЭФФЕКТИВНОСТЬ И
РЕСУРСОСБЕРЕЖЕНИЕ»**

Студенту:

Группа	ФИО
4К51	Беляковой Елизавете Олеговне

Школа	ИШНПТ	Отделение(НОЦ)	Н.М. Кижнера
Уровень образования	Бакалавр	Направление/специальность	18.03.02. Энерго - и ресурсосберегающие процессы в химической технологии, нефтехимии и биотехнологии

Исходные данные к разделу «Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение»:

1. Стоимость ресурсов научного исследования (НИ): материально-технических, энергетических, финансовых, информационных и человеческих	Работа с информацией, представленной в российских и иностранных научных публикациях, аналитических материалах, статистических бюллетенях и изданиях, нормативно-правовых документах; анкетирование; опрос
2. Нормы и нормативы расходования ресурсов	
3. Используемая система налогообложения, ставки налогов, отчислений, дисконтирования и кредитования	

Перечень вопросов, подлежащих исследованию, проектированию и разработке:

1. Оценка коммерческого и инновационного потенциала проекта	Проведение предпроектного анализа. Определение целевого рынка и проведение его сегментирования. Выполнение SWOT-анализа проекта
2. Разработка устава научно-технического проекта	Определение целей и ожиданий, требований проекта. Определение заинтересованных сторон и их ожиданий.
3. Планирование процесса управления проектом: структура и график проведения, бюджет, риски и организация закупок	Определение производственной мощности. Расчет сырья, материалов, оборудования, фонда оплаты труда. Расчет себестоимости готового продукта. Расчет точки безубыточности.

Перечень графического материала (с точным указанием обязательных чертежей):

1. Расчет точки безубыточности графическим и математическим методами.
2. Расчет технико-экономических показателей

Дата выдачи задания для раздела по линейному графику	
--	--

Задание выдал консультант:

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
доцент	Криницына Зоя Васильевна	к.т.н.		

Задание принял к исполнению студент:

Группа	ФИО	Подпись	Дата
4K51	Беякова Елизавета Олеговна		

ЗАДАНИЕ ДЛЯ РАЗДЕЛА «СОЦИАЛЬНАЯ ОТВЕТСТВЕННОСТЬ»

Студенту:

Группа	ФИО
4К51	Беляковой Елизавете Олеговне

Школа	ИШНПТ	Отделение(НОЦ)	Н.М. Кижнера
Уровень образования	Бакалавр	Направление/специальность	18.03.02. Энерго - и ресурсосберегающие процессы в химической технологии, нефтехимии и биотехнологии

Тема ВКР:

Установка получения гидроксида аммония с разработкой теплообменного оборудования	
Исходные данные к разделу «Социальная ответственность»:	
1. Характеристика объекта исследования (вещество, материал, прибор, алгоритм, методика, рабочая зона) и области его применения	<p>Объект исследования – Кожухотрубчатый теплообменник</p> <p>Рабочая зона – открытая площадка</p> <p>Область применения – Азотная промышленность</p>
Перечень вопросов, подлежащих исследованию, проектированию и разработке:	
1.Правовые и организационные вопросы обеспечения безопасности: -специальные (характерные при эксплуатации объекта исследования, проектируемой рабочей зоны) правовые нормы трудового законодательства; -организационные мероприятия при компоновке рабочей зоны.	<p>- "Трудовой кодекс Российской Федерации" от 30.12.2001 N 197-ФЗ (ред. от 01.04.2019)</p> <p>организационные мероприятия при компоновке рабочей зоны: технический перерыв, проветривание, полная изоляция от производственных источников шума и вибрации.</p>
2.Производственная безопасность: 2.1. Анализ выявленных вредных и опасных факторов 2.2. Обоснование мероприятий по снижению воздействия	<p>1.Повышенный уровень шума;</p> <p>2.Повышенный уровень вибрации;</p> <p>3.Электрический ток;</p> <p>4.Повышенная температура поверхности оборудования;</p>
3. Экологическая безопасность: -анализ воздействия объекта на атмосферу (выбросы); - анализ воздействия объекта на гидросферу (сбросы); - анализ воздействия объекта на литосферу(отходы)	<p>- Вредные вещества, которые выделяются или используются во время работы аппарата</p> <p>- Воздействие на гидросферу: вода, отводимая от охлаждения компрессоров, конечных холодильников.</p> <p>-Воздействие на литосферу: жидкие отходы</p> <p>-отработанное масло после компрессоров.</p>

4. Безопасность в чрезвычайных ситуациях:	- Перечень возможных ЧС при разработке и эксплуатации проектируемого решения-пожар, взрыв; - разработка действий в результате возникшей ЧС и мер по ликвидации её последствий: 1. использование огнетушителя, песка, асбестового одеяла 2. в случае стихийных бедствий отключение воды и электричества 3. организационная эвакуация работающих;
--	---

Дата выдачи задания для раздела по линейному графику	
---	--

Задание выдал консультант:

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Старший преподаватель	Скачкова Лариса Александровна			

Задание принял к исполнению студент:

Группа	ФИО	Подпись	Дата
4К51	Белякова Елизавета Олеговна		

Реферат

Дипломный проект состоит из пояснительной записки, содержащей 128 страниц машинописного текста, 19 рисунков, 41 таблиц, 35 источников литературы, и 4 листа графического материала формата А1.

Ключевые слова: кожухотрубчатый теплообменник, трубная решетка, фланец, перегородка, обечайка.

Объектом исследования является кожухотрубчатый теплообменник.

Цель работы – Модернизация теплообменного оборудования для оптимизации процесса теплообмена в химической промышленности.

В ходе выполнения работы были произведены все необходимые расчеты для конструирования аппарата, определены его размеры и основные механические характеристики.

Основные конструктивные, технологические и технико-эксплуатационные характеристики: Аппарат диаметром 800 мм, толщина стенки 12 мм, длина 7360 мм, 4 штуцера диаметрами 250 мм, 442 трубки.

Степень внедрения: КАО «Азот»

Область применения: химическая промышленность.

В результате исследования было подтверждено, что рассчитанный теплообменник соответствует всем предъявляемым технологическим характеристикам.

В разделе «Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение» описаны ресурсоэффективность проекта, его анализ, план работы по проекту.

В разделе «Социальная ответственность» описаны мероприятия по безопасному ведению технологического процесса.

Abstract

The diploma project consists of an explanatory note containing 128 pages of typewritten text, 19 figures, 41 tables, 35 sources used, and 4 sheets of graphic material A1.

Final qualifying work "Installation of obtaining ammonium hydroxide with the development of heat exchange equipment."

Key words: shell-and-tube heat exchanger, tube grid, flange, partition, shell.

The object of the study is a shell-and-tube heat exchanger.

The aim of the work is the Modernization of heat exchange equipment to optimize the heat exchange process in the chemical industry.

In the course of the work were made all the necessary calculations for the design of the device, determined its size and basic mechanical characteristics.

The main design, technological, technical and operational characteristics: the Device with a diameter of 800 mm, wall thickness of 12 mm, length 7360 mm, 4 fittings with diameters of 250 mm, 442 tubes.

Degree of implementation: KAO "Azot»

Application field: chemical industry.

During the work it was confirmed that the calculated heat exchanger meets all the required technological characteristics.

The section "Financial management, resource efficiency and resource saving" describes the resource efficiency of the project, its analysis, work plan for the project.

The section "Social responsibility" describes measures for the safe conduct of the technological process.

Содержание

Введение	15
1 Описание технологической схемы	16
2 Расчет кожухотрубчатого теплообменника	18
2.1 Технологический расчет	18
2.1.1 Тепловой расчет	18
2.1.1.1 Определение движущей силы процесса теплопередачи	18
2.1.1.2 Ориентировочный расчет теплообменника	20
2.1.1.3 Уточненный расчет теплообменника	24
2.2 Конструктивный расчет	26
2.3 Механический расчет	28
2.3.1 Выбор конструкционного материала	29
2.3.2 Расчет толщины стенки кожуха	30
2.3.3 Расчет температурных деформаций	33
2.3.4 Расчет толщины стенки стандартной эллиптической крышки	35
2.3.4.1 Проверка условия прочности	37
2.3.5 Проверка необходимости укрепления отверстий в обечайке	37
2.3.5.1 Расчет параметров цилиндрической оболочки и штуцера	38
2.3.5.2 Укрепление отверстия штуцером	40
2.3.5.3 Расчетный диаметр отверстия, не требующего укрепления при отсутствии избыточной толщины стенки сосуда и при наличии штуцера	40
2.3.5.4 Проверка условий расчета укреплений отверстий	40
2.3.5.5 Укрепление одиночных отверстий в сосудах и аппаратах, нагруженных внутренним избыточным давлением	41
2.3.5.6 Проверка условия прочности для одиночного отверстия	41
2.3.5.7 Условия укрепления одиночных отверстий	42
2.3.6 Расчет фланцевого соединения	42
2.3.6.1 Основные расчетные значения	44
2.3.6.2 Усилия, необходимые для смятия прокладки и обеспечения герметичности фланцевого соединения	47
2.3.6.3 Усилия в шпильках фланцевого соединения при затяжке и в рабочих условиях	47
2.3.6.4 Податливость прокладки и шпилек	48
2.3.6.5 Расчетные параметры и угловая податливость фланцев	48
2.3.6.6 Плечи действия сил и коэффициенты жесткости	49
2.3.6.7 Проверка прочности шпилек и прокладки	51

2.3.6.8 Расчет фланцев на статическую прочность	51
2.3.6.9 Расчетные напряжения во фланце при затяжке.....	52
2.3.6.10 Расчетные напряжения во фланце в рабочих условиях	52
2.3.6.11 Проверка условий статической прочности фланцев.....	53
2.3.6.12 Проверка углов поворота фланцев	55
2.3.6.13 Расчет элементов фланцевого соединения на малоцикловую усталость.....	56
2.3.7 Поверочный расчет кожухотрубчатого теплообменника.....	57
2.3.7.1 Расчет вспомогательных величин.....	58
2.3.7.2 Определение усилий в жлементах теплообменного аппарата	63
2.3.7.3 Расчетные напряжения в элементах конструкции	67
2.3.7.4 Проверка прочности и устойчивости кожуха	70
2.3.7.5 Проверка прочности и жесткости трубных решеток	71
2.3.7.6 Расчет труб на прочность и расчет крепления труб в решетке.....	71
2.3.7.7 Проверка кожуха, обечайки и труб на малоцикловую прочность	72
2.3.8 Расчет массы аппарата	73
2.3.9 Расчет обечайки, нагруженной опорными нагрузками от воздействия седловых опор	75
2.3.9.1 Проверка несущей способности обечайки, неукреплённой кольцами жесткости в области опорного узла	79
2.3.10 Требования к проектированию конструкции.....	83
2.3.11 Принимаем прокладку	84
2.3.12 Ушки для строповки крышек	84
2.4 Гидравлический расчет	86
2.4.1 Для трубного пространства	86
2.4.1.1 Подбор насоса по рассчитанным данным для горячего теплоносителя	87
2.4.2 Для межтрубного пространства	87
2.4.2.1 Подбор насоса по рассчитанным данным для холодного теплоносителя	88
2.5 Расчет тепловой изоляции	89
3 Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение	90
3.1. Потенциальные потребители результатов исследования	90
3.2 SWOT-анализ	90
3.3 Планирование научно-исследовательских работ	92
3.3.1 Структура работ в рамках научного исследования.....	92
3.3.2 Определение трудоемкости выполнения раблъ.....	93
3.3.3 Разработка графика проведения научного исследования.....	95

3.3.4 Бюджет научного исследования.....	97
3.4 Расчет производственной мощности.....	102
3.5 Расчет себестоимости готовой продукции по действующему производству.....	104
3.6 Расчет затрат на производство продукции	107
3.6.1 Расчет годовой потребности в сырье и материалах	107
3.6.2 Расчет амортизационных отчислений	107
3.7 Калькуляция себестоимости на производство и реализацию продукции при заданном объеме производства	109
3.8 Определение цены готовой продукции	109
3.8.1 Анализ безубыточности по действующему производству	109
3.9 Определение технико-экономических показателей.....	111
4 Социальная ответственность	112
4.1 Правовые и организационные вопросы обеспечения безопасности	112
4.2 Производственная безопасность	114
4.3 Экологическая безопасность	117
4.4 Безопасность в чрезвычайных ситуациях	119
Заключение.....	122
Список литературы.....	123
Приложение А.....	126

Введение

Аммиак относят к числу важнейших продуктов для химической промышленности, ежегодное производство аммиака в мире достигает 150 млн. тонн. Мировой рынок аммиака показывал стабильный рост в последние годы и, по оценкам, будет расти примерно на 3,5% ежегодно, благодаря увеличению спроса на фосфорные и азотные удобрения.

Россия является одним из крупнейших экспортеров аммиака в мире. При этом экспортируется около 25 % от всего объема выпуска аммиака - это около 16 % мирового экспорта. Основные производители рынка аммиака в России расположены на территории Уральского и Сибирского федеральных округов.

Кемеровский «Азот» входит в число крупнейших производителей азотных удобрений в России. Основными потребителями продукции являются промышленные и сельскохозяйственные предприятия более 40 стран мира. С декабря 2011 года АО «СДС Азот» находится под управлением ХК «СДС» .

Предприятие является крупнейшим предприятием химической промышленности за Уралом, вместе с Ангарским АТК контролирует 85 % поставок аммиачной селитры для горнодобывающих предприятий Сибири и Дальнего Востока, треть производства и половину экспорта капролактама.

В 2018 году предприятие произвело:

978,5 тыс. т аммиачной селитры;

796 тыс. т азотной кислоты;

95,9 тыс. т капролактама;

995,8 тыс. т аммиака;

520 тыс. т карбамида.

Абсорбционная водоаммиачная холодильная станция предназначена для обеспечения холодом агрегата аммиака и состоит из 4-х установок: «А», «Б», «В» и «Г». Аммиачные холодильные установки «А» и «Г» предназначены для обеспечения холодом испарителя синтеза и конденсации газообразного аммиака. Установки «Б» и «В» служат для обеспечения холодом испарителей синтеза и переохлаждения производственного аммиака и испарителя компрессора синтез-газа соответственно.

Цель дипломного проекта состоит в модернизации теплообменного оборудования для оптимизации процесса теплообмена в химической промышленности.

1 Описание технологической схемы

Технологическая схема холодильной установки приведена на рисунке 1.1.

Образовавшийся в абсорберах поз. 906 крепкий водоаммиачный раствор с массовой концентрацией 42% и температурой 25°C стекает в ресиверы поз.907, откуда подается в дефлегматор поз.902, где нагревается до температуры 39°C и подается в межтрубное пространство теплообменников поз.908, где нагревается слабым водоаммиачным раствором до 100°C. Далее крепкий водоаммиачный раствор поступает на выпаривание в верхнюю часть генератора-ректификатора поз.901, где последовательно орошает насадку из колец Рашига, проходит завихрители и пленкой стекает по внутренней поверхности труб теплообменных элементов. В межтрубное пространство теплообменных элементов генератор-ректификатора поз.901 подается пар с избыточным давлением 0,3 МПа и температурой 160 °С. Выпаренный из крепкого водоаммиачного раствора газообразный аммиак с температурой 100°C из генератор-ректификатора поз.901 поступает в дефлегматор поз.902, где его температура снижается до 52 °С, и с избыточным давлением 1.72 МПа поступает в сепаратор поз.932 и далее в конденсаторы воздушного охлаждения поз.903. В сепараторе поз.932 происходит отделение влаги, которая в виде крепкого водоаммиачного раствора сливается в линию выхода водоаммиачного раствора.

Крепкий водоаммиачный раствор, пройдя теплообменные элементы генератор-ректификатора поз.901, становится слабым и стекает в куб генератор-ректификатора поз.901, имея температуру 115 °С, и, нагревая крепкий водоаммиачный раствор в теплообменнике, с температурой 47°C уходит в абсорбер поз.906.

					ФЮРА.УПГА.000.000.ПЗ						
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата							
Выполнил	Белякова Е.О.				Описание технологической схемы			Лит.	Лист	Листов	
Провер.	Семакина О.К.							Д		16	2
								ТПУ ИШНПТ НОЦ Н.М. Кижнера Группа 4K51			
Н. Контр.											
Утверд.											

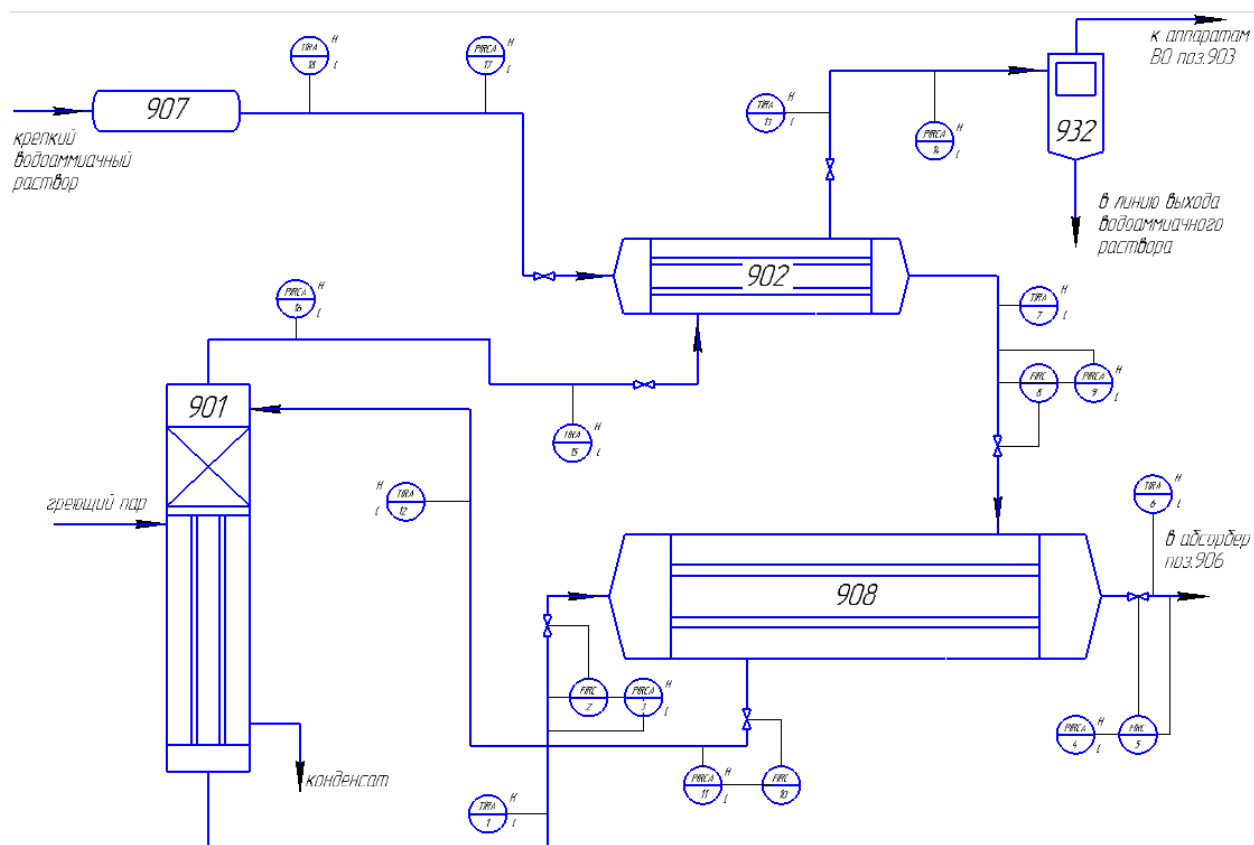


Рисунок 1.1 – Технологическая схема холодильной установки

Поз.901 - генератор-ректификатор, поз.902 - дефлегматор, поз.903 - аппарат воздушного охлаждения, поз.906 - абсорбер, поз.907 - ресивер, поз.908 - теплообменник, поз.932 - сепаратор

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

ФЮРА.УПГА.000.000.ПЗ

Лист

17

2 Расчет кожухотрубчатого теплообменника

2.1 Технологический расчет

Технологический расчет заключается в тепловом расчете теплообменника и выборе теплообменника из ряда стандартных для дальнейших расчетов.

Холодный теплоноситель – крепкий водоаммиачный раствор(42%NH₃+58%H₂O);

Горячий теплоноситель – слабый водоаммиачный раствор(35%NH₃+65%H₂O);

Расход холодного теплоносителя: 320 м³/ч;

Начальная температура горячего теплоносителя: 115 °С;

Конечная температура горячего теплоносителя: 47 °С;

Начальная температура холодного теплоносителя: 39 °С;

Конечная температура холодного теплоносителя: 100 °С;

Давление в трубном пространстве: 2.5 МПа

Давление в межтрубном пространстве: 2.5 МПа

2.1.1 Тепловой расчет

2.1.1.1 Определение движущей силы процесса теплопередачи

Начальная температура горячего теплоносителя:

$$t_{гн}=115\text{ }^{\circ}\text{C}$$

Начальная температура холодного теплоносителя

$$t_{хн}=39\text{ }^{\circ}\text{C}$$

Конечная температура горячего теплоносителя

$$t_{гк}=47\text{ }^{\circ}\text{C}$$

Конечная температура холодного теплоносителя

$$t_{хк}=100\text{ }^{\circ}\text{C}$$

Температурная схема процесса представлена на рисунке 2.1.

					ФЮРА.УПГА.000.000.ПЗ		
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата			
Выполнил	Белякова Е.О.				Технологический расчет	Лит.	Лист
Провер.	Семакина О.К.					Д	Листов
						18	8
Н. Контр.						ТПУ ИШНПТ НОЦ Н.М. Кижнера Группа 4K51	
Утверд.							

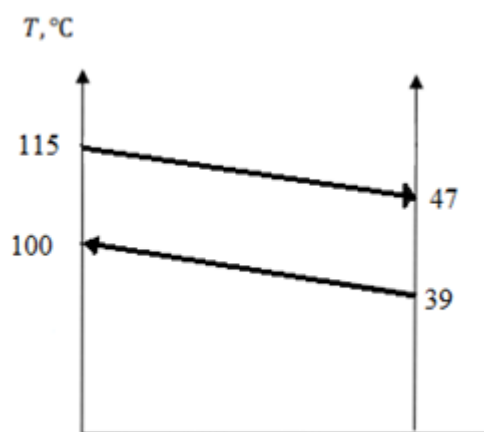


Рисунок 2.1 – Температурная схема процесса

Средняя температура горячего теплоносителя:

$$t_{\text{гср}} = \frac{t_{\text{гн}} + t_{\text{гк}}}{2} = 81 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Средняя температура холодного теплоносителя:

$$t_{\text{хср}} = \frac{t_{\text{хн}} + t_{\text{хк}}}{2} = 69,5 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Большая разность температур:

$$\Delta t_6 = t_{\text{гн}} - t_{\text{хк}} = 15 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Меньшая разность температур:

$$\Delta t_m = t_{\text{гк}} - t_{\text{хн}} = 8^{\circ}\text{C}$$

Средняя температура:

$$\Delta t_{\text{ср}} = (\Delta t_6 + \Delta t_m)/2 = 11,5 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Изменение температуры для горячего теплоносителя:

$$\Delta t_{\text{г}} = t_{\text{гн}} - t_{\text{гк}} = 68 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Изменение температуры для холодного теплоносителя:

$$\Delta t_{\text{х}} = t_{\text{хк}} - t_{\text{хн}} = 61 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Индекс 1 - для холодного теплоносителя - 42%-й аммиачный раствор

Индекс 2 - для горячего теплоносителя - 35%-й аммиачный раствор

Параметры теплоносителей представлены в таблице 2.1.

Таблица 2.1 – Параметры теплоносителей

Параметр	Значение	
	Для холодного теплоносителя	Для горячего теплоносителя
Объемный расход, м ³ /с	$V_{1c} = \frac{320}{3600} = 0,089$	-

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

ФЮРА.УПГА.000.000.ПЗ

Лист

19

Продолжение таблицы 2.1.

Удельная теплоемкость, Дж/кг·К	$c_1 = 1,021 \cdot 4190$ $= 4,278 \cdot 10^3$	$c_2 = 0,987 \cdot 4190$ $= 4,136 \cdot 10^3$
Плотность, кг/м ³	$\rho_1 = 856$	$\rho_2 = 877$ кг/
Коэффициент динамической вязкости, Па· с [1, с. 556]	$\mu = 0,6 \cdot 10^3$	

Тепловая нагрузка:

$$Q_1 = V_{1c} \cdot \rho_1 \cdot c_1 \cdot (t_{\text{хк}} - t_{\text{хн}}) = 1,986 \cdot 10^7 \text{ Вт}$$

$$Q_2 = V_2 \cdot \rho_2 \cdot c_2 \cdot (t_{\text{гн}} - t_{\text{гк}})$$

$$Q_2 = 1,05 \cdot Q_1 = 2,085 \cdot 10^7 \text{ Вт}$$

Объемный расход горячего теплоносителя:

$$V_2 = \frac{Q_2}{\rho_2 \cdot c_2 \cdot (t_{\text{гн}} - t_{\text{гк}})} = 0,085 \text{ м}^3 / \text{с}$$

$$V_{2\text{ч}} = V_2 \cdot 3600 = 304,329 \text{ м}^3 / \text{ч}$$

Поверхность теплообмена:

$$Q = F \cdot K \cdot \Delta t_{\text{ср}}$$

$$F = \frac{Q}{K \cdot \Delta t_{\text{ср}}}$$

2.1.1.2 Ориентировочный расчет теплообменника

Ориентировочные коэффициенты теплопередачи для аммиачной воды при вынужденном движении теплоносителей для одного теплообменника (принимаям общее количество теплообменников 12) [1, с.172]:

$$K_{\text{min}} = 800 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$$

$$K_{\text{max}} = 1700 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$$

Ориентировочное значение поверхности теплообмена:

$$F_{\text{min}} = \frac{\frac{Q_1}{K_{\text{max}} \cdot \Delta t_{\text{ср}}}}{12} = 84,638 \text{ м}^2$$

$$F_{\text{max}} = \frac{\frac{Q_1}{K_{\text{min}} \cdot \Delta t_{\text{ср}}}}{12} = 179,855 \text{ м}^2$$

По [1, 2] выбираем ТН : двухходовой

Параметры выбранного теплообменника представлены в таблице 2.2.

					ФЮРА.УПГА.000.000.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		20

Таблица 2.2 - Параметры выбранного теплообменника

Наименование	Значение
Внутренний диаметр кожуха, мм	$D_{\text{вн}} = 800$
Длина труб, мм	$L_{\text{труб}} = 6000$
Внешний диаметр теплообменных труб, мм	$d_{\text{н}} = 25$
Внутренний диаметр теплообменных труб, мм	$d_{\text{вн}} = 21$
Эквивалентный диаметр теплообменных труб, мм	$d_{\text{э}} = 21$
Число труб	$n = 442$
Проходное сечение для трубного пространства, м^2	$S_{\text{Т}} = 7,7 \cdot 10^{-2}$
Проходное сечение для межтрубного пространства, м^2	$S_{\text{м}} = 7 \cdot 10^{-2}$
Число рядов труб по вертикали	$n_{\text{р}} = 22$
Расстояние между перегородками, мм	$h = 350$

Рассчитаем критерий Рейнольдса и режим движения каждого потока

А) Межтрубное пространство:

Средняя скорость холодного теплоносителя:

$$\omega_1 = \frac{V_{1\text{с}}}{S_{\text{м}}} = 1,154 \text{ м/с}$$

$$\text{Re}_1 = \frac{\omega_1 \cdot (d_{\text{н}} \cdot 10^{-3}) \cdot \rho_1}{\mu} = 3,459 \cdot 10^4$$

Развитое турбулентное движение

Б) Трубное пространство:

Средняя скорость горячего теплоносителя

$$\omega_2 = \frac{V_2}{S_{\text{Т}}} = 1,098 \text{ м/с}$$

$$Re_2 = \frac{\omega_2 \cdot (d_{BH} \cdot 10^{-3}) \cdot \rho_2}{\mu} = 3,37 \cdot 10^4$$

Развитое турбулентное движение

Рассчитаем ориентировочные коэффициенты теплоотдачи для каждого потока [1, с. 220]:

а) Для межтрубного пространства

Примем, что $t_{ст1} = 60 \text{ }^{\circ}\text{C}$ $t_{ст2} = 70 \text{ }^{\circ}\text{C}$

Так как холодный поток поперечно обтекает пучок гладких труб при их расположении по правильному шестиугольнику, при турбулентном режиме движения жидкости, то критериальное уравнение для нахождения критерия Нуссельта: по формуле 4.30[1]:

$$Nu = 0,22 \cdot \varepsilon_{\phi} \cdot Re^{0,65} \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_{ст}} \right)^{0,25}$$

$$\left(\frac{Pr}{Pr_{ст}} \right)^{0,25} = 1$$

Где для нагреваемых жидкостей при допустимой погрешности

Pr_1 - критерий Прандтля

$\varepsilon_{\phi} = 0,6$ - коэффициент, учитывающий влияние угла атаки ϕ , находится по таблице 3 [1]

$\lambda_1 = 0,405 \text{ Вт/м} \cdot \text{К}$ - коэффициент теплопроводности холодного теплоносителя при температуре стенки

Критерий Прандтля находится по формуле:

$$Pr_1 = \frac{c_1 \cdot \mu}{\lambda_1} = 6,338$$

Находим критерий Нуссельта и ориентировочный коэффициент теплоотдачи:

$$Nu_1 = 0,22 \cdot \varepsilon_{\phi} \cdot Re_1^{0,65} \cdot Pr_1^{0,36} \cdot 1 = 228,852$$

$$\alpha_{1ор} = \frac{Nu_1 \cdot \lambda_1}{d_H \cdot 10^{-3}} = 3,707 \cdot 10^3 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$$

б) Для трубного пространства:

Так как горячий поток движется турбулентно в прямых трубах, критериальное уравнение для расчета критерия Нуссельта:

$\lambda_2 = 0,382 \text{ Вт/м} \cdot \text{К}$ - коэффициент теплопроводности горячего теплоносителя при температуре стенки

$$\frac{L}{d} = \frac{6000}{21} = 286$$

					ФЮРА.УПГА.000.000.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		22

Тогда

$$Nu_2 = 0.023 \cdot Re_2^{0.8} \cdot Pr_2^{0.4} \cdot \left(\frac{Pr}{Pr_{ст}} \right)^{0.25}$$

Где $\left(\frac{Pr}{Pr_{ст}} \right)^{0.25} = 1$ для охлаждающихся жидкостей при допустимой погрешности

Критерий Прандтля:

$$Pr_2 = \frac{c_2 \cdot \mu}{\lambda_2} = 6,496$$

Находим критерий Нуссельта и ориентировочный коэффициент теплоотдачи

$$Nu_2 = 0,023 \cdot Re_2^{0.8} \cdot Pr_2^{0.4} \cdot 1 = 187,305$$

$$\alpha_{2op} = \frac{Nu_2 \cdot \lambda_2}{d_{вн} \cdot 10^{-3}} = 2,862 \cdot 10^3 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$$

Найдем термическое сопротивление стенки и загрязнений по табл. XXXI[1, с.531]

$$r_{загр1} = 1860 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$$

$$r_{загр2} = 1860 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$$

Где $\lambda_c = 17,5 \text{ Вт/м} \cdot \text{К}$ - коэффициент теплопроводности стенки теплообменника (для нерж.стали)

$\delta_c = 0,002 \text{ м}$ - толщина стенки

Общее термическое сопротивление:

$$\Sigma r_{ст} = \frac{1}{r_{загр1}} + \frac{\delta_c}{\lambda_c} + \frac{1}{r_{загр2}} = 1,118 \cdot 10^{-3} \text{ м}^2 \cdot \text{К/Вт}$$

Рассчитаем ориентировочный коэффициент теплопередачи с учетом загрязнений стенки

$$K_{op} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{1op}} + \Sigma r_{ст} + \frac{1}{\alpha_{2op}}} = 575,568$$

Рассчитаем температуру стенки со стороны каждого потока и произведем перерасчет значений коэффициентов теплопередачи, теплоотдачи и удельной теплопроводности:

Определим ориентировочно значения $t_{ст1op} = 60 \text{ }^\circ\text{C}$ $t_{ст2op} = 70 \text{ }^\circ\text{C}$

$$q_{op} = K_{op} \cdot \Delta t_{cp} = 6,619 \cdot 10^3 \text{ Вт/м}^2$$

$$\Delta t_{2op} = \frac{q_{op}}{\alpha_{2op}} = 2,313 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_{стоп} = q_{op} \cdot \Sigma r_{ст} = 7,402 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$\Delta t_{1op} = \frac{q_{op}}{\alpha_{1op}} = 1,785 \text{ }^\circ\text{C}$$

Проверка суммы

$$\Delta t_{op} = \Delta t_{1op} + \Delta t_{стоп} + \Delta t_{2op}$$

					ФЮРА.УПГА.000.000.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		23

Исходя из этого:

$$t_{\text{орст}2} = t_{\text{гр}} - \Delta t_{2\text{ор}} = 78,687^\circ\text{C}$$

$$t_{\text{орст}1} = t_{\text{хгр}} + \Delta t_{1\text{ор}} = 71,285^\circ\text{C}$$

Введем поправку к коэффициенту теплоотдачи, определив $\frac{Pr}{Pr_{\text{ст}}}^{0,25}$

Величины для расчета представлены в таблице 2.3.

Таблица 2.3 – Справочные величины

Наименование	Значение	
	Для холодного теплоносителя	Для горячего теплоносителя
Теплоемкость, Дж/кг·К	$c_{\text{ст}1} = 1,02 \cdot 4190 = 4,274 \cdot 10^3$	$c_{\text{ст}2} = 1,025 \cdot 4190 = 4,295 \cdot 10^3$
Коэффициент теплопроводности, Вт/м·К	$\lambda_{\text{ст}1} = 38 \cdot 10^{-3}$	$\lambda_{\text{ст}2} = 36,2 \cdot 10^{-3}$
Коэффициент динамической вязкости, Па·с	$\mu_{\text{ст}1} = 0,501 \cdot 10^{-3}$	$\mu_{\text{ст}2} = 0,429 \cdot 10^{-3}$

Критерий Прандтля при $t_{\text{орст}1} = 71,285^\circ\text{C}$

$$Pr_{\text{c}1} = \frac{c_{\text{ст}1} \cdot \mu_{\text{ст}1}}{\lambda_{\text{ст}1}} = 56,347$$

Критерий Прандтля при $t_{\text{орст}2} = 78,687^\circ\text{C}$

$$Pr_{\text{c}2} = \frac{c_{\text{ст}2} \cdot \mu_{\text{ст}2}}{\lambda_{\text{ст}2}} = 50,896$$

Коэффициенты теплоотдачи:

$$\alpha_{1\text{ор}} = \frac{Nu_1 \cdot \lambda_1}{d_{\text{н}} \cdot 10^{-3}} = 3,707 \cdot 10^3 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$$

$$\alpha_{2\text{ор}} = \frac{Nu_2 \cdot \lambda_2}{d_{\text{вн}} \cdot 10^{-3}} = 2,862 \cdot 10^3 \text{ Вт/м}^2 \cdot \text{К}$$

2.1.1.3 Уточненный расчет теплообменника

$$\alpha_1 = \alpha_{1\text{ор}} \cdot \left(\frac{Pr_1}{Pr_{\text{c}1}} \right)^{0,25} = 2,147 \cdot 10^3 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

$$\alpha_2 = \alpha_{2\text{ор}} \cdot \left(\frac{Pr_2}{Pr_{\text{c}2}} \right)^{0,25} = 1,711 \cdot 10^3 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}$$

$$K = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_1} + \Sigma r_{\text{ст}} + \frac{1}{\alpha_2}} = 461,123$$

$$q = K \cdot \Delta t_{\text{ср}} = 5,303 \cdot 10^3 \text{ Вт/м}^2$$

					ФЮРА.УПГА.000.000.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		24

$$t_{c2} = t_{\text{ср}} - \frac{q}{\alpha_2} = 77,9 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$t_{c1} = t_{\text{ср}} + \frac{q}{\alpha_1} = 71,97 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

Рассчитаем необходимую площадь поверхности теплообмена

$$F_{\text{расч}} = \frac{Q_1/q}{12} = 312,029 \text{ м}^2$$

$$\Delta F = \frac{F_{\text{расч}} - F_{\text{max}}}{F_{\text{расч}}} \cdot 100\% = 42,36\%$$

					ФЮРА.УПГА.000.000.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		25

2.2 Конструктивный расчет

Исходные данные для расчета представлены в таблице 2.4.

Таблица 2.4 – Исходные данные для конструктивного расчета

Наименование	Значение
Объемный расход горячего теплоносителя, м ³ /с	$V_2 = 0,085$
Плотность смеси в трубках, кг/м ³ -	$\rho_2 = 877$
Внутренний диаметр трубок, м	$d_{\text{вн}} = 21 \cdot 10^{-3}$
Наружный диаметр трубок, м	$d_{\text{н}} = 25 \cdot 10^{-3}$
Расчетная поверхность теплообмена, м ²	$F_{\text{расч}} = 312,029$
Скорость движения в трубках, м/с	$\omega_2 = 1,098$

Площадь проходного сечения трубок одного хода

$$f_1 = \frac{V_2}{\omega_2} = 0,077 \text{ м}^2$$

Число трубок одного хода:

$$n_1 = \frac{f_1}{0,785 \cdot d_{\text{вн}}^2} = 222$$

Расчетная длина одной трубки при одном ходе:

Поскольку $\alpha_{\text{тр}} > \alpha_{\text{мтр}}$

То принимаем: $d_p = d_{\text{н}}$

$$L = \frac{F_{\text{расч}}}{\pi \cdot d_p \cdot n_1} = 14 \text{ м}$$

Принимаем рабочую длину трубок

$$l = 6 \text{ м}$$

Число ходов трубного пространства:

$$Z = \frac{L}{l} = 2,333$$

Принимаем

$$Z = 2$$

Количество труб на трубной решетке рассчитываем по формуле:

$$n = Z \cdot n_1 = 444$$

Коэффициент заполнения трубной решетки

					ФЮРА.УПГА.000.000.ПЗ			
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата				
Выполнил	Белякова Е.О.				Конструктивный расчет	Лит.	Лист	Листов
Провер.	Семакина О.К.					Д	26	2
						ТПУ ИШНПТ НОЦ Н.М. Кижнера Группа 4K51		
Н. Контр.								
Утверд.								

$$\eta = 0,9$$

Шаг расположения труб в трубной решетке

$$t = 1,2 \cdot d_n \cdot 1000 + 2 = 32 \text{ мм}$$

Находим диаметр теплообменника:

$$D_{\text{вн}} = 1,1 \cdot t \cdot \sqrt{\frac{n}{\eta}} = 781,831 \text{ мм}$$

Выбираем стандартный теплообменник типа ТН по [2]. Параметры стандартного теплообменника представлены в таблице 2.5.

Таблица 2.5 – Параметры выбранного теплообменника

Наименование	Значение
Внутренний диаметр кожуха, мм	$D_{\text{вн}} = 800$
Длина труб, м	$l = 6$
Число ходов	$Z = 2$
Число труб	$n = 442$
Поверхность теплообмена, м^2	$F = 208$
Длина распределительной камеры, мм	$h = 500$

Длина теплообменника равна:

$$H = l + h = 6,5 \cdot 10^3 \text{ мм}$$

Скорости принимаем:

для холодного теплоносителя - $\omega_{12} = 1,65 \text{ м/с}$

для горячего теплоносителя - $\omega_{34} = 1,55 \text{ м/с}$

Рассчитаем диаметры штуцеров:

$$d_{12} = \sqrt{\frac{4 \cdot V_{1c}}{\pi \cdot \omega_{12}}} = 0,262 \text{ м} = 262 \text{ мм}$$

Внутренний диаметр штуцеров для ввода и вывода холодного теплоносителя

$$d_{\text{вн}12} = d_{12} - 2 \cdot 5 = 252 \text{ мм}$$

$$d_{34} = \sqrt{\frac{4 \cdot V_2}{\pi \cdot \omega_{34}}} = 0,264 \text{ м} = 264 \text{ мм}$$

Внутренний диаметр штуцеров для ввода и вывода горячего теплоносителя

$$d_{\text{вн}34} = d_{34} - 2 \cdot 5 = 252 \text{ мм}$$

Принимаем:

$$d_{\text{вн}12} = 250 \cdot 10^{-3} \text{ м}$$

$$d_{\text{вн}34} = 250 \cdot 10^{-3} \text{ м}$$

2.3 Механический расчет кожухотрубчатого теплообменника

Целью механического расчета является обеспечение механической надежности работы кожухотрубчатого теплообменника. Критериями механической надежности для деталей технологического оборудования являются прочность, жесткость, устойчивость, герметичность и др.

На рисунке 2.2 изображена расчетная модель кожухотрубчатого теплообменника.

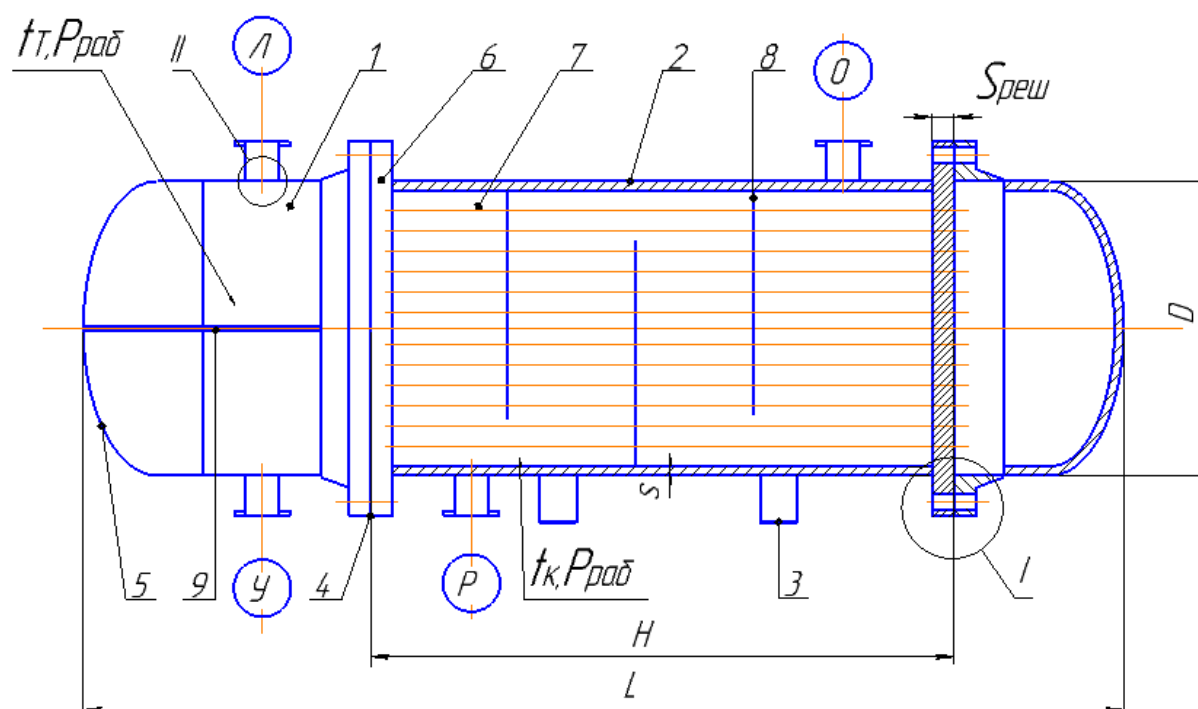


Рисунок 2.2 - Расчетная модель кожухотрубчатого теплообменника

Номера позиций и названия элементов представлены в таблице 2.6.

Таблица 2.6 - Номера позиций и названия элементов

Номер позиции	Название элемента	Количество
1	Камера распределительная	1
2	Кожух аппарата	1
3	Седловая опора	2
4	Фланец	4

					ФЮРА.УПГА.000.000.ПЗ					
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						
Выполнил	Белякова Е.О.				Механический расчет кожухотрубчатого теплообменника		Лит.	Лист	Листов	
Провер.	Семакина О.К.						Д		28	56
							ТПУ ИШНПТ НОЦ Н.М. Кижнера Группа 4К51			
Н. Контр.										
Утверд.										

Продолжение таблицы 2.6.

5	Крышка аппарата	2
6	Трубная решетка	2
7	Теплообменная труба	442
8	Поперечная перегородка	8
9	Продольная перегородка	1
I	Фланцевое соединение	-
II	Отверстие под технологический штуцер	4

Данные о штуцерах представлены в таблице 2.7. Холодный теплоноситель – крепкий водоаммиачный раствор, горячий теплоноситель – слабый водоаммиачный раствор.

Таблица 2.7 - Штуцера

Обозначение	Наименование	Условное давление, МПа	Условный диаметр, мм
Л	Вход горячего теплоносителя	4.0	250
У	Выход горячего теплоносителя	4.0	250
О	Вход холодного теплоносителя	4.0	250
Р	Выход холодного теплоносителя	4.0	250

2.3.1 Выбор конструкционного материала

Выбор определенной исполнительной марки стали обусловлен специфическими условиями работы, и соответственно, необходимость удовлетворения выбранной маркой стали определенных критериев, таких как хладостойкость, совместимость по агрессивности среды, доступность и сравнительная дешевизна. Также выбранная сталь должна обладать достаточными прочностным и пластическими характеристиками в рабочих условиях, допускать холодную и горячую механическую обработку, а также иметь низкую стоимость и высокую распространенность на рынке.

Кожухотрубчатый теплообменник располагается на открытой площадке, где в зимнее время года минимальная температура может достигать -40 °С, поэтому, согласно

					ФЮРА.УПГА.000.000.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		29

рекомендациям [8], выбираем в качестве материала корпуса сталь 09Г2С, так как эта марка относится к морозостойким сталям и широко распространена на рынке. А также, выбранная сталь обладает достаточными прочностными и пластическими характеристиками в рабочих условиях и хорошо сваривается.

Выбранное исполнение по материалу представлено в таблице 2.8.

Таблица 2.8 - Исполнение по материалу

Исполнение по материалу	Кожух	Распределительная камера	Теплообменная труба	Трубная решетка
М13	09г2с		12х18н10т	

2.3.2 Расчет толщины стенки кожуха

Целью расчета является определение толщины стенки цилиндрической обечайки, которая будет обеспечивать прочность конструкции.

Критерием надежности для рабочих условий является выполнение следующего условия: $P \leq p_1$,

где P - расчетное значение наружного давления при рабочих условиях, МПа;

p_1 - допускаемое значение наружного давления при рабочих условиях, МПа

Критерием надежности для условий испытания является выполнение условия:

$$P_{\text{и}} \leq p_{1\text{и}},$$

где $P_{\text{и}}$ - расчетное значение наружного давления при гидроиспытаниях, МПа;

$p_{1\text{и}}$ - допускаемое значение наружного давления при гидроиспытаниях, МПа

Кожух аппарата отмечен на рисунке 2.2 позицией номер 2. Расчетная схема цилиндрической обечайки кожуха представлена на рисунке 2.3

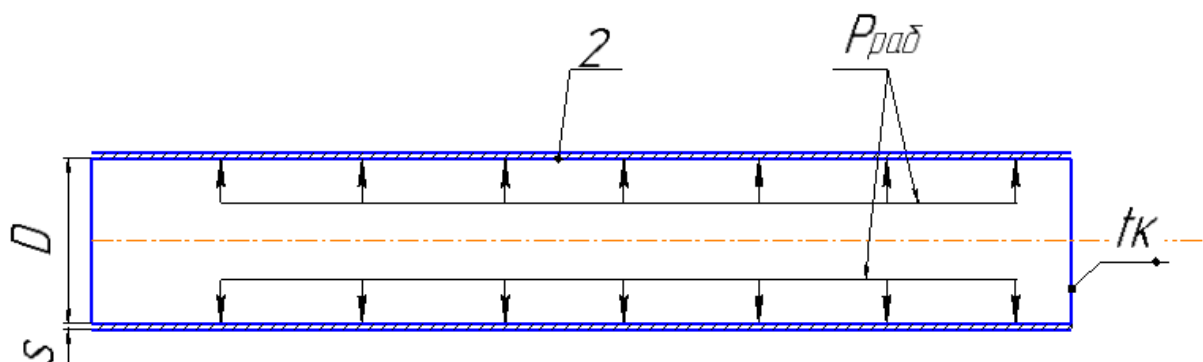


Рисунок 2.3 - Расчетная схема цилиндрической обечайки кожуха

Исходные данные для расчета толщины стенки кожуха представлены в таблице 2.9

Таблица 2.9 - Исходные данные для расчета толщины стенки кожуха

Внутренний диаметр, мм	$D := 800$
Рабочее давление, МПа	$P_{\text{раб}} := 2.5$
Материал обечайки	листовой прокат из стали 09Г2С
Скорость коррозии, мм/год	$\Pi := 0.1$
Срок эксплуатации, лет	$\tau_{\text{в}} := 10$
Максимальная температура горячего теплоносителя, °С	$t_{\text{г}} := 115$
Максимальная температура холодного теплоносителя, °С	$t_{\text{к}} := 100$

Горячий теплоноситель находится в трубном пространстве, холодный - в межтрубном

Примем в качестве расчетной температуры горячего теплоносителя наибольшую температуру среды, округленную до значения [3]:

$$t_{\text{ср}} := 150 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

По [3] допускаемое напряжение $\sigma_{\text{д}}$ для стали 09г2с при температуре 150 °С принимается равным:

$$\sigma := 171 \text{ МПа}$$

Расчетное значение предела текучести при 20 °С для стали 09г2с определим согласно таблице Б.1 [3]:

$$R_e := 300 \text{ МПа}$$

Допускаемое напряжение для стали 09г2с при температуре 20 °С гидравлического испытания принимаем по [3]:

$$\sigma_{\text{и}} := \text{Floor}\left(\frac{R_e}{1.1}, 0.5\right)$$

$$\sigma_{\text{и}} = 272.5 \text{ МПа}$$

Допускаемое напряжение для стали 09г2с по [3] при $t=20$ °С:

$$\sigma_{20} := 196 \text{ МПа}$$

Так как аппарат изготавливается из листового проката, поправочный коэффициент принимаем в соответствии с рекомендациями [3], п.8.3:

$$\eta := 1$$

$$\sigma_{\text{д}20} := \eta \cdot \sigma_{20}$$

					<i>ФЮРА.УПГА.000.000.ПЗ</i>	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		31

$$\sigma_{д20} := 1 \cdot 196 = 196 \text{ МПа}$$

Определение коэффициента прочности сварных швов.

Для бесшовных элементов сосудов по [3]:

$$\varphi := 1$$

Так как теплообменник горизонтальный, гидростатическим столбом жидкости можно пренебречь, тогда принимаем

$$P := P_{раб} = 2.5 \text{ МПа}$$

Давление испытаний:

$$P_{и} := 1.25 \cdot P \cdot \frac{\sigma_{д20}}{\sigma}$$

$$P_{и} := 1.25 \cdot 2.5 \cdot \frac{196}{171} = 3.582 \text{ МПа}$$

Прибавка для компенсации коррозии обечайки [8]:

$$c_1 := \Pi \cdot \tau_B$$

$$c_1 := 0.1 \cdot 10 = 1 \text{ мм}$$

В соответствии с таблицей 2 [5] примем поправку на минусовое отклонение равной:

$$c_2 := 1.2 \text{ мм}$$

Поскольку в ходе технологических операций изготовления цилиндрической обечайки не происходит утонения стенки, в соответствии с рекомендацией [3] примем прибавку на утонение стенки элемента сосуда при технических операциях равной:

$$c_3 := 0 \text{ мм}$$

Расчетную прибавку к толщинам вычисляют согласно [3] по формуле 13:

$$c := c_1 + c_2 + c_3$$

$$c := 1 + 1.2 + 0 = 2.2 \text{ мм}$$

Расчетная толщина стенки обечайки по формуле 2 [4]:

$$s_p := \max \left(\frac{P \cdot D}{2 \cdot \sigma \cdot \varphi - P}, \frac{P_{и} \cdot D}{1.8 \cdot \sigma_{и} \cdot \varphi - P_{и}} \right)$$

$$s_p := \max \left(\frac{2.5 \cdot 800}{2 \cdot 171 \cdot 1 - 2.5}, \frac{3.582 \cdot 800}{1.8 \cdot 272.5 \cdot 1 - 3.582} \right) = 5.891 \text{ мм}$$

Исполнительная толщина стенки обечайки с учетом суммы прибавок составляет по формуле 1 [4]:

$$s := \text{ceil}(s_p + c) = 9 \text{ мм}$$

					ФЮРА.УПГА.000.000.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		32

Принимаем толщину стенки обечайки равной

$$s := 12 \text{ мм}$$

Проверка условия прочности выполняется по формуле 3 [4]:

Для рабочих условий:

$$p1 := 2 \cdot \sigma \cdot \varphi \cdot \frac{(s - c)}{[D + (s - c)]}$$

$$p1 := 2 \cdot 171 \cdot 1 \cdot \frac{(12 - 2.2)}{800 + (12 - 2.2)} = 4.139 \text{ МПа}$$

Для условий испытания:

$$p1и := 1.8 \cdot \sigma_{и} \cdot \varphi \cdot \frac{(s - c)}{[D + (s - c)]}$$

$$p1и := 1.8 \cdot 272.5 \cdot 1 \cdot \frac{(12 - 2.2)}{[800 + (12 - 2.2)]} = 5.936 \text{ МПа}$$

$$P \leq p1$$

$$2.5 \leq 4.139 \text{ МПа}$$

условия выполняются

$$P_{и} \leq p1и$$

$$3.582 \leq 5.936 \text{ МПа}$$

Из расчетов, представленных выше, можно сделать вывод, что при толщине стенки 12 мм обеспечивается прочность кожуха как в рабочем состоянии, так и при гидравлических испытаниях

2.3.3 Расчет температурных деформаций

Для того, чтобы проверить подходит ли нам теплообменный аппарат с неподвижными трубными решетками, произведем расчет температурных деформаций труб и корпуса.

Расчет ведем по [6]. Схема температурных деформаций труб и корпуса представлена на рисунке 2.4.

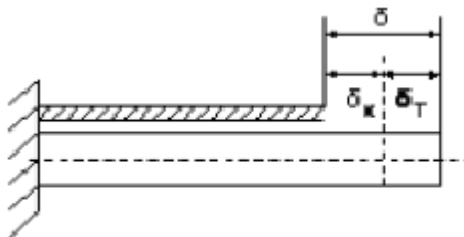


Рисунок 2.4 - Схема температурных деформаций труб и корпуса

Исходные данные для расчета температурных деформаций представлены в таблице 2.10.

Таблица 2.10 - Исходные данные для расчета температурных деформаций

Наименование	Значение
Температурные коэффициенты линейного расширения труб, 1/°C [3]	$\alpha_T := 17 \cdot 10^{-6}$
Температурные коэффициенты линейного расширения корпуса, 1/°C [3]	$\alpha_K := 12.6 \cdot 10^{-6}$
Число труб	$n := 442$
Температура труб, °C	$t_T := 100$
Температура кожуха, °C	$t_K := 150$
Наружный диаметр труб, мм	$d_H := 25$
Внутренний диаметр труб, мм	$d_{BH} := 21$
Наружный диаметр корпуса, мм	$D_H := 824$
Внутренний диаметр корпуса, мм	$D_{внут} := 800$
Длина труб, м	$l := 6$

Модуль упругости для материала кожуха (09Г2С) при рабочей температуре согласно [3]:

$$t := \begin{pmatrix} 100 \\ 150 \end{pmatrix}$$

$$E_K := \begin{pmatrix} 1.91 \\ 1.86 \end{pmatrix}$$

$$E_K := \text{interp}(t, E_K, 120) = 1.89$$

$$E_K := 1.89 \times 10^5 \text{ МПа}$$

Модуль упругости для материала труб (12Х18Н10Т) при рабочей температуре согласно [3]:

$$E_T := 2.15 \times 10^5 \text{ МПа}$$

Допускаемое напряжения корпуса при рабочей температуре по [3]:

$$t := \begin{pmatrix} 100 \\ 150 \end{pmatrix}$$

$$\sigma_{дк} := \begin{pmatrix} 177 \\ 171 \end{pmatrix}$$

$$\sigma_{дк} := \text{Ceil}(\text{interp}(t, \sigma_{дк}, 120), 0.5) = 175 \text{ МПа}$$

Допускаемое напряжения труб при рабочей температуре по [3]:

$$\sigma_{дт} := 174 \text{ МПа}$$

Площади поперечного сечения труб и корпуса:

$$F_T := n \cdot \frac{\pi}{4} \cdot \left[(d_H \cdot 10^{-3})^2 - (d_{BH} \cdot 10^{-3})^2 \right] = 0.064 \quad \text{м}^2$$

$$F_K := \frac{\pi}{4} \cdot \left[(D_H \cdot 10^{-3})^2 - (D_{ВНУТ} \cdot 10^{-3})^2 \right] = 0.031 \quad \text{м}^2$$

Определяем температурное усилие:

$$Q_t := \left| \frac{(\alpha_K \cdot t_K - \alpha_T \cdot t_T) \cdot E_T \cdot E_K \cdot F_T \cdot F_K}{E_T \cdot F_T + E_K \cdot F_K} \right| = 0.773 \quad \text{МН}$$

Определим температурные напряжения, которые испытывают корпус и трубы:

$$\sigma_T := \frac{Q_t}{F_T} = 12.108 \quad \text{МПа}$$

$$\sigma_K := \frac{Q_t}{F_K} = 25.266 \quad \text{МПа}$$

$$\sigma_T \leq \sigma_{dT}$$

$$12.108 \leq 174 \quad \text{МПа}$$

$$\sigma_K \leq \sigma_{дК}$$

$$25.266 \leq 175 \quad \text{МПа}$$

Так как расчетные напряжения не превышают допускаемых, можно использовать теплообменник типа ТН.

2.3.4 Расчет толщины стенки стандартной эллиптической крышки

Исходя из рекомендаций [17] примем крышку для теплообменного аппарата эллиптическую. Эллиптическая крышка изображена на рисунке 2.2 под номером 5. Расчетная схема крышка изображена на рисунке 2.5. Исходные данные для расчета стенки стандартной эллиптической крышки представлены в таблице 2.11.

Таблица 2.11 - Исходные данные для расчета толщины стенки кожуха

Длина цилиндрической обечайки, мм	$H := 6000$
Внутренний диаметр, мм	$D := 800$
Рабочее давление, МПа	$P_{\text{раб}} := 2.5$

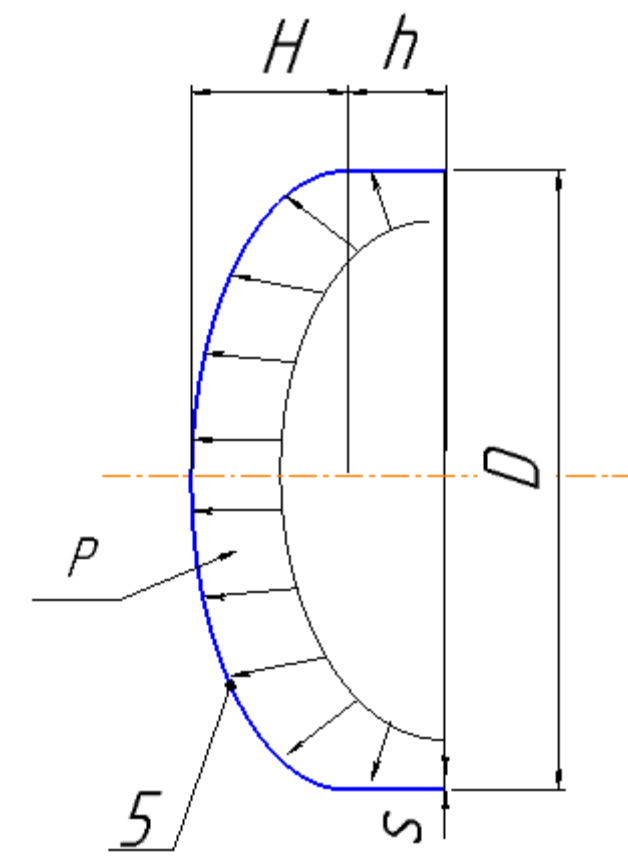


Рисунок 2.5 - Расчетная схема эллиптической крышки

Цель расчета толщины эллиптической крышки такая же, как и у расчета кожуха: определение минимальной толщины, которое выдержит крышка в рабочих условиях и условиях испытания

Глубина крышки по табл. 2 [4]

$$H := 0.25 \cdot D$$

$$H := 0.25 \cdot 800 = 200 \text{ мм}$$

Радиус кривизны стандартной эллиптической крышки по формуле 45 [4]:

$$R := D$$

$$R = 800 \text{ мм}$$

Расчетная толщина стенки эллиптической крышки с внутренним диаметром равным

$$D := 800 \text{ мм}$$

$$s_{1p} := \max \left(\frac{P \cdot R}{2 \cdot \varphi \cdot \sigma - 0.5 \cdot P}, \frac{P_{\text{И}} \cdot R}{1.8 \cdot \varphi \cdot \sigma_{\text{И}} - 0.5 \cdot P_{\text{И}}} \right) = 5.869 \text{ мм}$$

Исполнительная толщина стенки эллиптической крышки с учетом суммы прибавок составляет по формуле 42 [4]:

$$s_{1p} := \text{ceil}(s_{1p} + c) = 9 \text{ мм}$$

					ФЮРА.УПГА.000.000.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		36

Принимаем

$$s_{1\text{н}} := 12 \text{ мм}$$

2.3.4.1 Проверка условия прочности

Проверка условия прочности выполняется по формуле 44 [4]:

$$p_d := \frac{2 \cdot (s_1 - c) \cdot \varphi \cdot \sigma}{R + 0.5 \cdot (s_1 - c)} = 4.164 \text{ МПа}$$

$$2.5 \text{ МПа} < 4.164 \text{ МПа}$$

$$P < p_d$$

условия прочности для рабочих условий выполняются

$$p_{ди} := \frac{1.8 \cdot (s_1 - c) \cdot \varphi \cdot \sigma_{и}}{R + 0.5 \cdot (s_1 - c)} = 5.972 \text{ МПа}$$

$$2.5 \text{ МПа} < 5.972 \text{ МПа}$$

$$P < p_{ди}$$

условия прочности для условий испытания выполняются

Принимаем по табл.2 [4] 2 эллиптические крышки типа

Крышка 800-12-200-ГОСТ 6533-78

При толщине стенки 12 мм обеспечивается прочность крышки как в рабочем состоянии, так и при гидравлических испытаниях.

2.3.5 Проверка необходимости укрепления отверстий в обечайке

В кожухотрубном теплообменнике имеются четыре отверстия под технологические штуцера. Расчет укрепления производится по принципу компенсации изъятого отверстием металла. Цель расчета необходимости укрепления отверстий заключается в определении предельного диаметра неукрепленного отверстия и сравнении его с расчетным диаметром отверстия. Если расчетный диаметр превышает предельный диаметр, то данное отверстие подлежит укреплению в целях компенсации возникающих напряжений в зоне отверстия. Проверку необходимости укрепления следует производить по самому большому отверстию, которое обозначено на рисунке 2.2 позицией II.

На рисунке 2.6 представлена расчетная схема укрепления отверстия.

					ФЮРА.УПГА.000.000.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		37

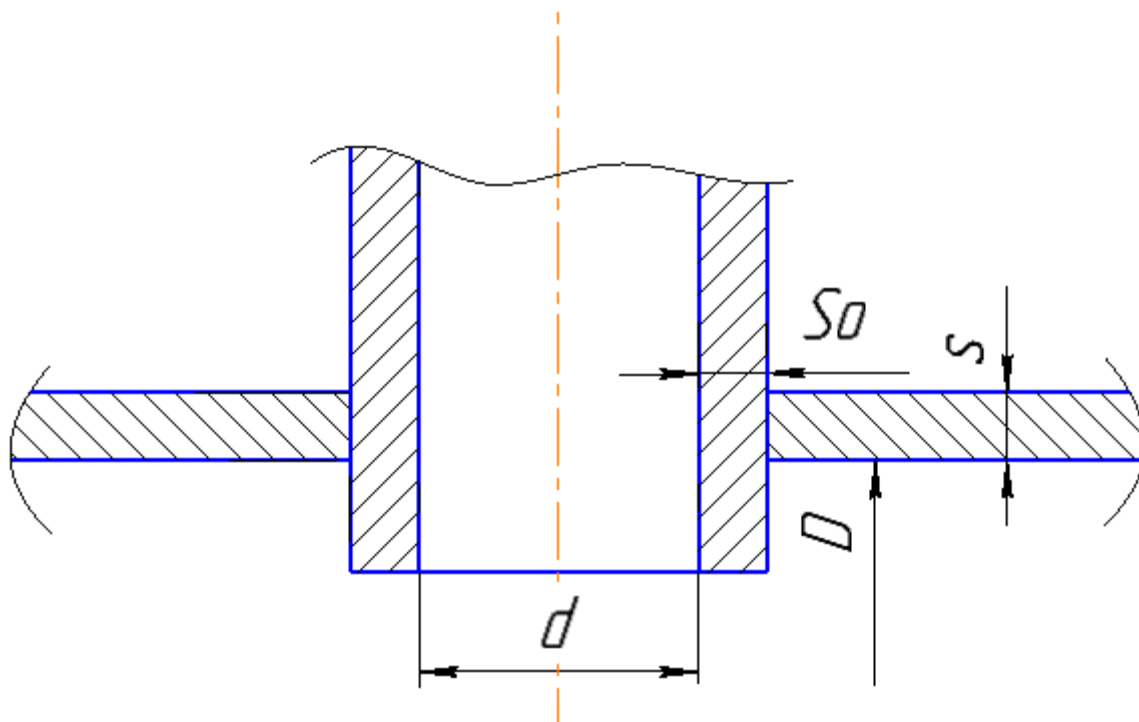


Рисунок 2.6 - Расчетная схема укрепления отверстия

Исходные данные для проверки необходимости укрепления отверстий
представлены в таблице 2.12:

Таблица 2.12 - Исходные данные для проверки необходимости укрепления отверстий

Внутренний диаметр аппарата, мм	$D := 800$
Марка стали	09Г2С
Внутреннее расчетное давление, МПа	$P := 2.5$
Исполнительная толщина стенки обечайки, мм	$s := 12$
Расчетная толщина стенки обечайки, мм	$s_p := 5.891$
Диаметр отверстия, мм	$d := 250$
Прибавка к расчетной толщине стенки, мм	$c := 2$
Коэффициент прочности сварных швов	$\phi := 1$
Допускаемое напряжение в рабочем состоянии, МПа	$\sigma_D := 171$
Допускаемое напряжение при 20 °С, МПа	$\sigma_{20} := 196$

2.3.5.1 Расчет параметров цилиндрической оболочки и штуцера

Расчетный диаметр аппарата вычисляется по формуле 3 [14]:

$$D_p := D = 800 \text{ мм}$$

Расчетный диаметр отверстия вычисляется по формуле 8 [14]:

$$d_p := d + 2 \cdot c = 254.4 \text{ мм}$$

Проверка условий применения формул для расчета укрепления отверстий

$$\text{пров1} := \begin{cases} \text{"Отношение диаметров НЕ выполняется"} & \text{if } \left(\frac{d_p - 2 \cdot c}{D} > 1 \right) \\ \text{"Отношение толщины к диаметру НЕ выполняется"} & \text{if } \left(\frac{s - c}{D} > 0.1 \right) \\ \text{"Условия применения формул выполняются"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$\text{пров1} = \text{"Условия применения формул выполняются"}$$

Расчетная толщина стенки штуцера по формуле 16 [14]:

$$s_{p.ш} := \frac{P \cdot (d + 2 \cdot c)}{2 \cdot \phi \cdot \sigma_d - P} = 1.873 \text{ мм}$$

Исполнительная толщина стенки штуцера

$$s_o := \text{ceil}(s_{p.ш} + c) = 5 \text{ мм}$$

Принимаем

$$s_o := 6 \text{ мм}$$

Расчетная длина зоны укрепления в обечайках и днищах при отсутствии торообразной вставки или вварного кольца.

Ширина зоны укрепления в переходах и днищах вычисляется по формуле 19 [14]:

$$l_p := \sqrt{D_p \cdot (s - c)} = 88.544 \text{ мм}$$

Отношения допускаемых напряжений по [14] стр. 9:

для внешней части штуцера

$$\sigma_{d1} := \sigma_d$$

$$\chi_1 := \min \left(1, \frac{\sigma_{d1}}{\sigma_d} \right)$$

$$\chi_1 = 1$$

для внутренней части штуцера:

$$\chi_2 := \min \left(1, \frac{\sigma_{d1}}{\sigma_d} \right)$$

$$\chi_2 = 1$$

2.3.5.2 Укрепление отверстия штуцером

Расчетные длины штуцеров по формуле 17 [14]:

$$l_{1p} := 1.25 \cdot \sqrt{(d + 2 \cdot c) \cdot (s_o - c)} = 38.865 \text{ мм}$$

$$l_{2p} := 0.5 \cdot \sqrt{(d + 2 \cdot c) \cdot (s - 2c)} = 21.985 \text{ мм}$$

Принимаем:

$$l_1 := 40 \text{ мм}$$

$$l_2 := 24 \text{ мм}$$

2.3.5.3 Расчетный диаметр отверстия, не требующего укрепления при отсутствии избыточной толщины стенки сосуда и при наличии штуцера

Расчётный диаметр отверстия, не требующего укрепления в стенке цилиндрической обечайки при отсутствии избыточной толщины стенки сосуда и при наличии штуцера, вычисляют по формуле 24 [14]:

$$d_{o,p} := 0.4 \cdot \sqrt{D_p \cdot (s - c)} = 35.418 \text{ мм}$$

Наибольший допустимый диаметр одиночного отверстия, не требующего укрепления при наличии избыточной толщины стенки сосуда по формуле 26 [14]:

$$d_{o,\text{max}} := \min \left[2 \cdot \left(\frac{s - c}{s_p} - 0.8 \right) \cdot \sqrt{D_p \cdot (s - c)}, (D + 2 \cdot c) \right] = 152.925 \text{ мм}$$

2.3.5.4 Проверка условий расчета укреплений отверстий

По формуле 30 [14]:

$$\text{пров3} := \begin{cases} \text{"НЕ требуется укрепление отверстий"} & \text{if } d_o \geq d_p \\ \text{"требуется"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$\text{пров3} = \text{"требуется"}$$

Для укрепления отверстий используем избыточную толщину стенки штуцера.

Принимаем:

$$s_{o,\text{max}} := 18 \text{ мм}$$

					ФЮРА.УПГА.000.000.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		40

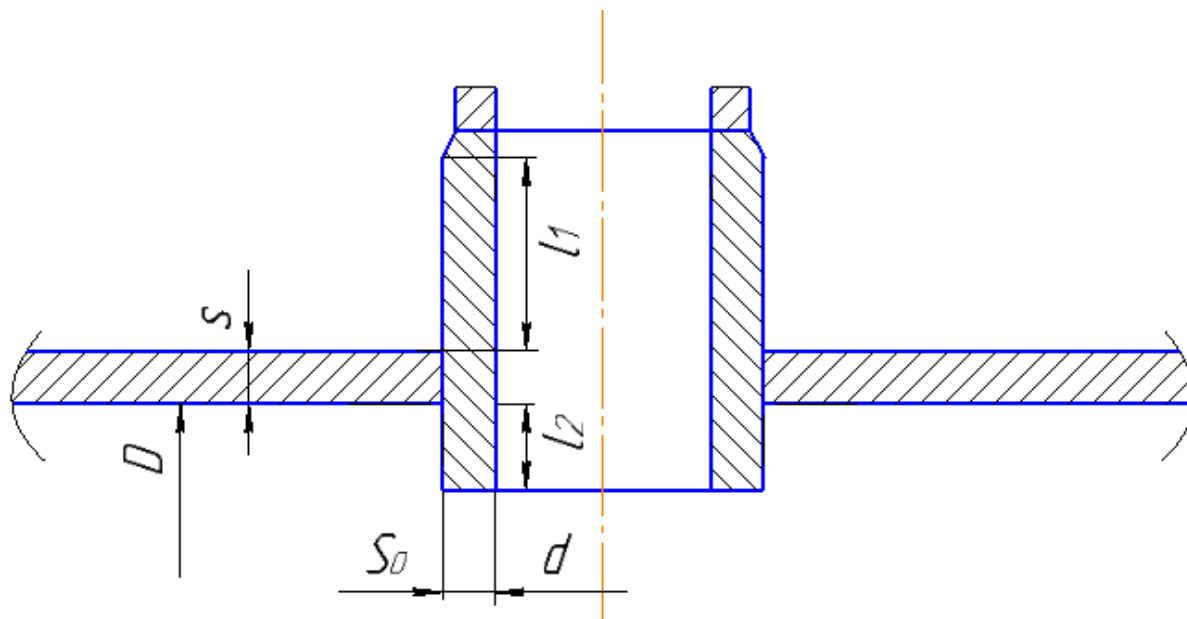


Рисунок 2.7 - Укрепление отверстия избыточной толщиной стенки штуцера

2.3.5.5 Укрепление одиночных отверстий в сосудах и аппаратах, нагруженных внутренним избыточным давлением

Коэффициент снижения прочности стенки сосуда, ослабленной одиночным отверстием по формуле 32 [14]:

$$\begin{aligned} K1 &:= 1 \\ W &:= 1 + \frac{l_{1p} \cdot (s_0 - c) \cdot \chi_1 + l_{2p} \cdot (s_0 - c - c) \cdot \chi_2}{l_p \cdot (s - c)} \\ V &:= \min \left(\frac{s - c}{s - c}, \frac{W}{1 + 0.5 \cdot \frac{d_p - d_{o.p}}{l_p} + K1 \cdot \frac{d + 2 \cdot c \cdot \phi}{D_p} \cdot \frac{l_{1p}}{\phi \cdot l_p}} \right) = 0.864 \end{aligned}$$

2.3.5.6 Проверка условия прочности для одиночного отверстия

Находим допускаемое избыточное давление для рабочих условий и условий испытания соответственно по формуле 31 [14]:

$$\begin{aligned} P_{гор} &:= \frac{2 \cdot K1 \cdot (s - c) \cdot \phi \cdot \sigma_D \cdot V}{D_p + (s - c) \cdot V} = 3.581 \text{ МПа} \\ P_{гор_{и}} &:= \frac{1.8 \cdot K1 \cdot (s - c) \cdot \phi \cdot \sigma_{20} \cdot V}{D_p + (s - c) \cdot V} = 3.694 \text{ МПа} \end{aligned}$$

Условие прочности для одиночного отверстия:

$$p_{и} := 1.25 \cdot P \cdot \frac{\sigma_{20}}{\sigma_D} = 3.582 \text{ МПа}$$

При рабочих условиях:

$$P < P_{гор} \\ 2.5 < 3.581 \text{ МПа}$$

При условиях испытаний:

$$p_{и} < P_{гор_{и}} \\ 3.582 < 3.694 \text{ МПа}$$

Условия прочности выполняются

2.3.5.7 Условие укрепления одиночных отверстий

В случае укрепления отверстия утолщением стенки сосуда или штуцера расчет проводят по формуле 35 [14]:

$$l_{1p} \cdot (s_o - s_{p.ш} - c) \cdot \chi_1 + l_{2p} \cdot (s_o - c - c) \cdot \chi_2 \geq 0.5 \cdot (d_p - d_{o.p}) \cdot s_p \\ 840.264 \geq 645.013 \text{ мм}^2$$

Условие укрепления отверстия выполняется

В результате проектного расчёта необходимости укрепления отверстия цилиндрической оболочки, нагруженной внутренним давлением, отверстие было дополнительно укреплено избыточной толщиной стенки штуцера, которая составила: $s_o = 18$ мм. После укрепления отверстия проверка на рабочие условия и на условия испытания аппарата показала, что полученные и использованные значения толщин стенок удовлетворяют заданным условиям эксплуатации:

$$P < P_{гор} (2.5 < 3.581 \text{ МПа})$$

$$p_{и} < P_{гор_{и}} (3.582 < 3.694 \text{ МПа})$$

2.3.6 Расчет фланцевого соединения

Целью расчета фланцевого соединения является подбором такого типа фланца и прокладки, при которых выполняются условия герметичности фланцевого соединения и прочность в рабочих условиях и в условиях испытания. В качестве критериев надежности выступают прочность и герметичность.

Фланец изображен на рисунке 2.2 под номером 4, фланцевое соединение обозначено I. Расчетная схема фланца изображена на рисунке 2.8

					ФЮРА.УПГА.000.000.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		42

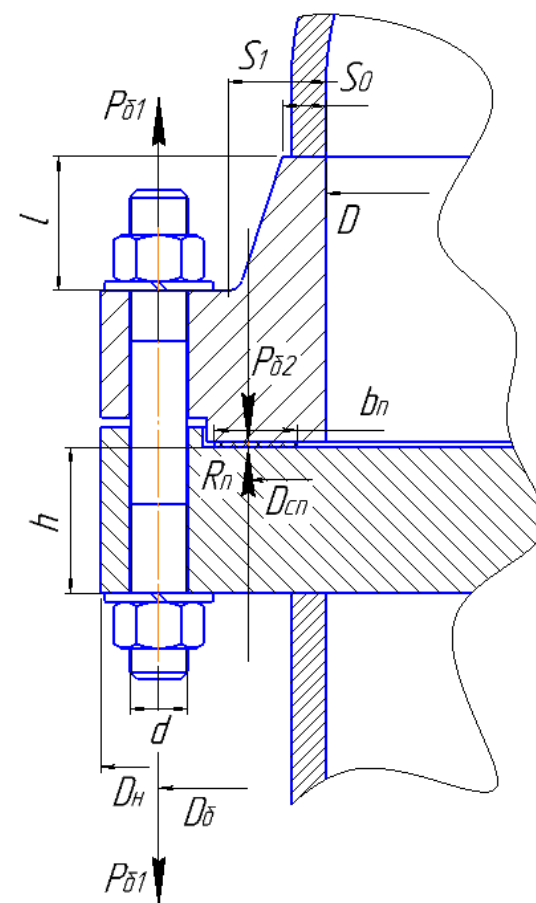


Рисунок 2.8 - Расчетная схема фланцевого соединения

Исходные данные для расчета фланцевого соединения представлены в таблице 2.13.

Таблица 2.13 - Исходные данные для расчета фланцевого соединения

Внутренний диаметр аппарата, мм	$\underline{D} := 800$
Рабочее давление в трубном и межтрубном пространстве, МПа	$\underline{P} := 2.5$
Число шпилек	$n := 48$
Сумма прибавок, мм	$c_o := 2.2$
Расчетная температура, °C	$\underline{t} := 150$
Внешний изгибающий момент, Н*мм	$M := 0$
Внешняя осевая сила, Н	$\underline{F} := 0$

Для давлений среды 2,5 МПа согласно прил. А [16] рекомендуется применять фланцы с уплотнительной поверхностью типа выступ-впадина

Принимаем фланец типа 3 по табл.21.12 [8] с характеристиками, представленными в таблице 2.14.

Таблица 2.14 – Характеристики фланца

Наружный диаметр, мм	$D_{\text{нв}} := 955$
Диаметр болтовой окружности, мм	$D_{\text{б}} := 915$
Диаметр шпильки, мм	$d := 20$
Толщина фланца, мм	$h := 50$
Меньшая толщина конической втулки, мм	$S_0 := 15$
Большая толщина конической втулки, мм	$S_1 := 30$
Длина конической втулки приварного встык фланца, мм	$l := 46$

Выбираем прокладку типа Б по табл.4 [13] с характеристиками, представленными в таблице 2.15.

Таблица 2.15 – Характеристики прокладки

Наружный диаметр прокладки, мм	$D_{\text{нп}} := 867$
Ширина прокладки, мм	$b_{\text{п}} := 23.5$
Толщина прокладки, мм	$h_{\text{п}} := 2$

Согласно рекомендациям по табл.21.14 [8] :

Материал обечаек и фланцев - сталь 09Г2С

Материал шпилек - сталь 25Х1МФ

Материал прокладки - паронит ПОН.

2.3.6.1 Основные расчетные значения

Расчетные температуры

- расчетная температура неизолированных приварных встык фланцев по табл. В1 [16]:

$$t_{\text{ф}} := 0.96 \cdot t$$

$$t_{\text{ф}} = 144 \text{ } ^\circ\text{C}$$

- расчетная температура шпилек по табл. В1 [16] :

$$t_{\text{б}} := 0.85 \cdot t$$

$$t_{\text{б}} = 127.5 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Допускаемые напряжения для шпилек из стали 25Х1МФ по табл. Г1 [16]:

$$\sigma_t := \begin{pmatrix} 100 \\ 200 \end{pmatrix}$$

$$\sigma_{\text{д.б}} := \begin{pmatrix} 227 \\ 217 \end{pmatrix}$$

$$\sigma_{\text{д.б}} := \text{linterp}(t, \sigma, t_{\text{б}})$$

$$\sigma_{\text{д.б}} = 224.25 \text{ МПа}$$

Модуль упругости для шпилек из стали 25Х1МФ при расчетной температуре по табл. Ж1 [16]:

$$t := \begin{pmatrix} 100 \\ 200 \end{pmatrix}$$

$$E_{\text{б}} := \begin{pmatrix} 2.12 \cdot 10^5 \\ 2.08 \cdot 10^5 \end{pmatrix}$$

$$E_{\text{б}} := \text{linterp}(t, E_{\text{б}}, t_{\text{б}})$$

$$E_{\text{б}} = 2.109 \times 10^5 \text{ МПа}$$

Допускаемое напряжение для шпилек при $t = 20^\circ\text{C}$ по табл. Г [16]:

$$\sigma_{20\text{б}} := 238 \text{ МПа}$$

Модуль упругости для шпилек при температуре испытания 20°C по табл. Ж1 [16]:

$$E_{20\text{б}} := 2.15 \cdot 10^5 \text{ МПа}$$

Коэффициент линейного расширения стали 25Х1МФ при $t = 20\text{-}200^\circ\text{C}$ по табл. Ж2 [16]:

$$\alpha_{\text{б}} := 12.7 \cdot 10^{-6} \frac{1}{\text{K}}$$

Допускаемые напряжения для фланцев и обечаек стали 09Г2С по [16]:

$$t := \begin{pmatrix} 100 \\ 150 \end{pmatrix}$$

$$\sigma := \begin{pmatrix} 177 \\ 171 \end{pmatrix}$$

$$\sigma := \text{linterp}(t, \sigma, t_{\text{ф}})$$

$$\sigma = 171.72 \text{ МПа}$$

Так как фланцы изготавливается из листового проката:

$$\eta_{\text{л}} := 1$$

$$\sigma_{\text{д.ф}} := \eta \cdot \sigma$$

$$\sigma_{\text{д.ф}} = 171.72 \text{ МПа}$$

					ФЮРА.УПГА.000.000.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		45

Модуль упругости для фланцев из стали 09Г2С при расчетной температуре по [16]:

$$t := \begin{pmatrix} 100 \\ 150 \end{pmatrix}$$

$$E := \begin{pmatrix} 1.91 \cdot 10^5 \\ 1.86 \cdot 10^5 \end{pmatrix}$$

$$E := \text{linterp}(t, E, t_{\phi})$$

$$E = 1.866 \times 10^5 \text{ МПа}$$

Допускаемое напряжение для стали 09Г2С при $t = 20 \text{ }^{\circ}\text{C}$ по [3]:

$$\sigma_{20} := 196 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{д20} := \eta \cdot \sigma_{20}$$

$$\sigma_{д20} = 196 \text{ МПа}$$

Модуль упругости для стали 09Г2С при температуре испытания $20 \text{ }^{\circ}\text{C}$ по [3]:

$$E_{20} := 1.99 \cdot 10^5 \text{ МПа}$$

Коэффициент линейного расширения стали 09Г2С при $t = 20 - 200 \text{ }^{\circ}\text{C}$ по [3]:

$$\alpha_{\phi} := 12.6 \cdot 10^{-6} \frac{1}{\text{K}}$$

Номинальное допускаемое напряжение для шпилек из стали 25Х1МФ при $t = 20 \text{ }^{\circ}\text{C}$ по табл. Г1 [16]:

$$\sigma_{дбн} := \sigma_{20б} = 238 \text{ МПа}$$

Коэффициент увеличения допускаемых напряжений при затяжке равен:

$$\xi := 1.2$$

Коэффициент условий работы:

- для рабочих условий:

$$K_{y.p.p} := 1$$

- для условий испытания:

$$K_{y.p.и} := 1.35$$

Коэффициент условий затяжки при обычной неконтролируемой затяжке:

$$K_{y.з} := 1$$

Коэффициент учета нагрузки от температурных деформаций при расчете фланцев с учетом нагрузки от температурных деформаций

$$K_{y.T} := 1.3$$

					ФЮРА.УПГА.000.000.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		46

Допускаемые напряжения для шпилек из стали 25Х1МФ при затяжке в рабочих условиях и при расчете на условия испытания вычисляются по формулам Г3 и Г4 [16]:

$$\sigma_{\text{дбм}} := \xi \cdot K_{y.p.p} \cdot K_{y.z} \cdot K_{y.t} \cdot \sigma_{\text{дбн}} = 371.28 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{\text{дбр}} := \xi \cdot K_{y.p.и} \cdot K_{y.z} \cdot K_{y.t} \cdot \sigma_{\text{дбн}} = 501.228 \text{ МПа}$$

2.3.6.2 Усилия, необходимые для смятия прокладки и обеспечения герметичности фланцевого соединения

Эффективная ширина плоской прокладки по формуле 5 [16]

$$b_0 := 3.8 \cdot \sqrt{b_{\Pi}} = 18.421 \text{ мм}$$

Расчетный диаметр плоской прокладки по формуле 7 [16]

$$D_{\text{сп}} := D_{\text{нп}} - b_0 = 848.579 \text{ мм}$$

Характеристики прокладки из паронита по таблице И1 [16] представлены в таблице 2.16.

Таблица 2.16 - Характеристики прокладки из паронита

Прокладочный коэффициент	$\underline{m} := 2.5$
Удельное давление обжатия прокладки, МПа	$q_{\text{обж}} := 20$
Допускаемое удельное давление, МПа	$q_d := 130$
Коэффициент обжатия прокладки	$K_{\text{обж}} := 0.9$
Условный модуль сжатия прокладки, МПа	$E_{\Pi} := 0.02 \cdot 10^5$

Усилие, необходимое для смятия прокладки при затяжке по формуле 8 [16]

$$P_{\text{обж}} := 0.5\pi \cdot D_{\text{сп}} \cdot b_0 \cdot q_{\text{обж}} = 4.911 \times 10^5 \text{ Н}$$

Усилие на прокладке в рабочих условиях, необходимое для обеспечения герметичности фланцевого соединения по формуле 9 [16]

$$R_{\Pi} := \pi \cdot D_{\text{сп}} \cdot b_0 \cdot m \cdot P = 3.069 \times 10^5 \text{ Н}$$

2.3.6.3 Усилия в шпильках фланцевого соединения при затяжке и в рабочих условиях

Площадь поперечного сечений шпилек для М20 по прил..Д [16]

$$f_{\zeta} := 225 \text{ мм}^2$$

Суммарная площадь сечения шпилек по внутреннему диаметру резьбы или нагруженному сечению наименьшего диаметра по формуле 10 [16]

$$A_{\text{ш}} := n \cdot f_{\text{ш}} = 1.08 \times 10^4 \text{ мм}^2$$

Равнодействующая нагрузка от давления по формуле 11 [16]

$$Q_{\text{д}} := \frac{\pi}{4} \cdot D_{\text{сп}}^2 \cdot P = 1.414 \times 10^6 \text{ Н}$$

2.3.6.4 Податливость прокладки и шпилек

Податливость прокладки по формуле К.1 [16]

$$y_{\text{п}} := \frac{h_{\text{п}} \cdot K_{\text{обж}}}{E_{\text{п}} \cdot \pi \cdot D_{\text{сп}} \cdot b_{\text{п}}} = 1.437 \times 10^{-8} \frac{\text{мм}}{\text{Н}}$$

Расстояние между опорными поверхностями гаек принимаем

$$L_{\text{ш0}} := 110 \text{ мм}$$

Эффективная длина шпильки при определении податливости по стр.32 [16]

$$L_{\text{ш}} := L_{\text{ш0}} + 0.56 \cdot d = 121.2 \text{ мм}$$

Податливость болтов по формуле К.2 [16]

$$y_{\text{б}} := \frac{L_{\text{ш}}}{E_{206} \cdot A_{\text{б}}} = 5.22 \times 10^{-8} \frac{\text{мм}}{\text{Н}}$$

2.3.6.5 Расчетные параметры и угловая податливость фланцев

- параметр длины обечайки по формуле К.3 [16]

$$l_0 := \sqrt{D \cdot S_0} = 109.545 \text{ мм}$$

- отношение наружного диаметра тарелки фланца к внутреннему диаметру по формуле К.4 [16]

$$K := \frac{D_{\text{н}}}{D} = 1.194$$

- коэффициенты, зависящие от соотношения размеров тарелки фланца по формулам К.5 - К.8 [16]

$$\beta_{\text{T}} := \frac{K^2 \cdot (1 + 8.55 \cdot \log(K)) - 1}{(1.05 + 1.945 \cdot K^2) \cdot (K - 1)} = 1.84$$

$$\beta_{\text{U}} := \frac{K^2 \cdot (1 + 8.55 \cdot \log(K)) - 1}{1.36(K^2 - 1) \cdot (K - 1)} = 12.162$$

$$\beta_Y := \frac{1}{(K-1)} \cdot \left[0.69 + 5.72 \cdot \frac{K^2 \cdot \log(K)}{(K^2-1)} \right] = 11.174$$

$$\beta_Z := \frac{K^2 + 1}{K^2 - 1} = 5.705$$

- коэффициенты для фланцевых соединений с приварными встык фланцами по графикам K2-K4 [16]

$$\beta_F := 0.67$$

$$\beta_V := 0.12$$

$$f := 1.2$$

$$\beta_{\lambda} := \frac{S_1}{S_0} = 2$$

$$x := \frac{1}{\sqrt{D \cdot S_0}} = 0.42$$

- коэффициент λ по формуле K.11 [16]

$$\lambda := \frac{\beta_F \cdot h + l_0}{\beta_T \cdot l_0} + \frac{\beta_V \cdot h^3}{\beta_U \cdot l_0 \cdot (S_0)^2} = 0.76$$

Угловая податливость фланца при затяжке по формуле K.12 [16]

$$y_\phi := \frac{0.91 \cdot \beta_V}{E_{20} \cdot \lambda \cdot l_0 \cdot (S_0)^2} = 2.93 \times 10^{-11} \frac{1}{\text{Н} \cdot \text{мм}}$$

Коэффициент, учитывающий изгиб тарелки фланца между шпильками по формуле K.18 [16]

$$C_F := \max \left(1, \sqrt{\frac{\frac{\pi \cdot D_0}{n}}{2 \cdot d + \frac{6 \cdot h}{m + 0.5}}} \right) = 1$$

Приведенный диаметр приварного встык фланца по формуле K.19 [16] при

$$D \geq 20 \cdot S_1$$

$$D_{\text{пр}} := D$$

2.3.6.6 Плечи действия сил и коэффициенты жесткости

Плечо действия усилий в шпильках для приварных встык и плоских фланцев по формуле E.1 [16]

					ФЮРА.УПГА.000.000.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		49

$$b := 0.5(D_6 - D_{сп}) = 33.211 \text{ мм}$$

Коэффициент ζ находим по формуле E.6 [16]

$$\zeta := 1 + (\beta - 1) \cdot \frac{x}{x + \frac{1 + \beta}{4}} = 1.359$$

Эквивалентная толщина плоских фланцев по формуле E.5 [16]

$$S_э := \zeta \cdot S_0 = 20.384 \text{ мм}$$

Плечо усилия от действия давления на фланец для всех типов фланцев по формуле E.4 [16]

$$e := 0.5 \cdot (D_{сп} - D - S_э) = 14.097 \text{ мм}$$

Коэффициент жесткости фланцевого соединения для приварных встык и плоских фланцев по формуле E.8 [16]

$$\gamma := \frac{1}{y_{\Pi} + y_6 \cdot \frac{E_{206}}{E_6} + 2 \cdot b^2 \cdot y_{\Phi} \cdot \frac{E_{20}}{E}} = 7.326 \times 10^6 \frac{\text{Н}}{\text{мм}}$$

Коэффициент жесткости фланцевого соединения, нагруженного внутренним давлением или внешней осевой силой для приварных встык фланцев с плоскими прокладками по формуле E.11 [16]

$$\alpha := 1 - \frac{y_{\Pi} - 2 \cdot e \cdot y_{\Phi} \cdot b}{y_{\Pi} + y_6 + 2 \cdot b^2 \cdot y_{\Phi}} = 1.1$$

Нагрузка, вызванная стесненностью температурных деформаций, в соединениях с приварными встык и плоскими фланцами по формуле 13 [16]

$$Q_t := \gamma \cdot [2\alpha_{\Phi} \cdot h \cdot (t_{\Phi} - 20) - 2\alpha_6 \cdot h \cdot (t_6 - 20)] = 1.444 \times 10^5 \text{ Н}$$

Расчетная нагрузка на шпильки при затяжке, необходимая для обеспечения в рабочих условиях давления на прокладку, достаточного для герметизации фланцевого соединения

$$P_{61} := \max \left[\begin{array}{l} \alpha \cdot (Q_d + F) + R_{\Pi} \\ \alpha \cdot (Q_d + F) + R_{\Pi} - Q_t \end{array} \right] = 1.862 \times 10^6 \text{ Н}$$

Расчетная нагрузка на шпильки при затяжке, необходимая для обеспечения обжатия прокладки и минимального начального натяжения шпилек

$$P_{62} := \max [P_{обж}, 0.4 \cdot A_6 \cdot \sigma_{206}] = 1.028 \times 10^6 \text{ Н}$$

					ФЮРА.УПГА.000.000.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		50

Расчетная нагрузка на шпильки фланцевых соединений при затяжке фланцевого соединения по формуле 17 [16]

$$P_{\sigma M} := \max(P_{\sigma 1}, P_{\sigma 2}) = 1.862 \times 10^6 \text{ Н}$$

Расчетная нагрузка на шпильки фланцевых соединений в рабочих условиях по формуле 18 [16]

$$P_{\sigma p} := P_{\sigma M} + (1 - \alpha) \cdot (Q_d + F) + Q_t = 1.865 \times 10^6 \text{ Н}$$

2.3.6.7 Проверка прочности шпилек и прокладки

Расчетные напряжения в шпильках

- при затяжке по формуле 19 [16]

$$\sigma_{\sigma 1} := \frac{P_{\sigma M}}{A_{\sigma}} = 172.376 \text{ МПа}$$

- в рабочих условиях по формуле 20 [16]

$$\sigma_{\sigma 2} := \frac{P_{\sigma p}}{A_{\sigma}} = 172.708 \text{ МПа}$$

Проверка условий прочности шпилек при затяжке и в рабочих условиях по формулам 21,22 [16]

$$Usl_1 := \begin{cases} \text{"Условия при затяжке НЕ выполняются"} & \text{if } \sigma_{\sigma 1} > \sigma_{\sigma dbM} \\ \text{"Условия в рабочих условиях НЕ выполняются"} & \text{if } \sigma_{\sigma 2} > \sigma_{\sigma dbp} \\ \text{"Условия прочности выполняются"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

Usl_1 = "Условия прочности выполняются"

Удельное давление на прокладку

$$q := \frac{\max(P_{\sigma M}, P_{\sigma p})}{\pi \cdot D_{\sigma \Pi} \cdot b_{\Pi}} = 29.773 \text{ МПа}$$

Условие прочности прокладки

$$Usl_2 := \begin{cases} \text{"Условие прочности прокладки НЕ выполняется"} & \text{if } q > q_d \\ \text{"Условие прочности прокладки выполняется"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

Usl_2 = "Условие прочности прокладки выполняется"

2.3.6.8 Расчет фланцев на статическую прочность

Расчетный изгибающий момент, действующий на приварной встык фланец или плоский фланец при затяжке по формуле 24 [16]

$$M_M := C_F \cdot P_{\sigma M} \cdot b = 6.183 \times 10^7 \text{ Н·мм}$$

					ФЮРА.УПГА.000.000.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		51

Расчетный изгибающий момент, действующий на фланец в рабочих условиях по формуле 26 [23]

$$M_p := C_F \cdot \max[P_{\text{бр}} \cdot b + (Q_d) \cdot e, |Q_d| \cdot e] = 8.188 \times 10^7 \text{ Н}\cdot\text{мм}$$

2.3.6.9 Расчетные напряжения во фланце при затяжке

Меридиональное изгибное напряжение во втулке приварного встык фланца по формулам 28,29 [16]

- для приварных встык фланцев с конической втулкой в сечении S_1

$$\sigma_{1M} := \frac{M_M}{\lambda \cdot (S_1 - c_o)^2 \cdot D_{\text{пр}}} = 131.602 \text{ МПа}$$

- для приварных встык фланцев с конической втулкой в сечении S_0

$$\sigma_{0M} := \sigma_{1M} \cdot f = 157.923 \text{ МПа}$$

Напряжения в тарелке приварного встык фланца или плоского фланца в условиях затяжки по формулам 31,32 [16]

- радиальное напряжение

$$\sigma_{RM} := \frac{1.33 \cdot \beta_F \cdot h + l_0}{\lambda \cdot h^2 \cdot l_0 \cdot D} \cdot M_M = 57.23 \text{ МПа}$$

- окружное напряжение

$$\sigma_{TM} := \frac{\beta_Y \cdot M_M}{h^2 \cdot D} - \beta_Z \cdot \sigma_{RM} = 18.913 \text{ МПа}$$

2.3.6.10 Расчетные напряжения во фланце в рабочих условиях

Меридиональные изгибные напряжения для приварных встык фланцев с конической втулкой в сечении S_1 по формуле 34 [16]

$$\sigma_{1p} := \frac{M_p}{\lambda \cdot (S_1 - c_o)^2 \cdot D_{\text{пр}}} = 174.282 \text{ МПа}$$

Меридиональные изгибные напряжения для приварных встык фланцев с конической втулкой в сечении S_0 по формуле 35 [16]

$$\sigma_{0p} := \sigma_{1p} \cdot f = 209.138 \text{ МПа}$$

Меридиональные мембранные напряжения во втулке приварного встык фланца по формулам 37,38 [16]

- для приварных встык фланцев с конической втулкой в сечении S_1

					ФЮРА.УПГА.000.000.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		52

$$\sigma_{P1MM} := \max \left[\frac{Q_D + F + \frac{4|M|}{D_{сп}}}{\pi \cdot (D + S_1) \cdot (S_1 - c_o)}, \frac{Q_D + F - \frac{4|M|}{D_{сп}}}{\pi \cdot (D + S_1) \cdot (S_1 - c_o)} \right] = 19.505 \text{ МПа}$$

- для приварных встык фланцев с конической втулкой в сечении S_0

$$\sigma_{P0MM} := \max \left[\frac{Q_D + F + \frac{4|M|}{D_{сп}}}{\pi \cdot (D + S_0) \cdot (S_0 - c_o)}, \frac{Q_D + F - \frac{4|M|}{D_{сп}}}{\pi \cdot (D + S_0) \cdot (S_0 - c_o)} \right] = 43.142 \text{ МПа}$$

Окружные мембранные напряжения от действия давления во втулке приварного встык фланца в сечении S_0 вычисляют по формуле 39 [16]

$$\sigma_{POMO} := \frac{P \cdot D}{2 \cdot (S_0 - c_o)} = 78.125 \text{ МПа}$$

Напряжения в тарелке приварного встык фланца или плоского фланца в рабочих условиях:

- радиальное напряжение по формуле 40 [16]

$$\sigma_{Rp} := \frac{1.33 \cdot \beta_F \cdot h + l_0}{\lambda \cdot h^2 \cdot l_0 \cdot D} \cdot M_p = 75.79 \text{ МПа}$$

- окружное напряжение по формуле 41 [16]

$$\sigma_{Tp} := \frac{\beta_Y \cdot M_p}{h^2 \cdot D} - \beta_Z \cdot \sigma_{Rp} = 25.047 \text{ МПа}$$

2.3.6.11 Проверка условий статической прочности фланцев

Расчет производится по формулам 43 - 46 [16]

При расчете с учетом стесненности температурных деформаций.

$$K_T := 1.3$$

Допускаемое значение общих мембранных и изгибных напряжений и допускаемое значение суммарных общих и местных условных упругих мембранных и изгибных напряжений рассчитываем в соответствии с п.8.10 [3].

$$\sigma_{д.м} := 1.5 \cdot \sigma = 257.58 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{д.Р} := 3 \cdot \sigma = 515.16 \text{ МПа}$$

Для приварных встык фланцев с конической втулкой в сечении S_1

- в рабочих условиях

$$\sigma_{Pmax} := \max \left(\left(\left| \sigma_{1p} - \sigma_{P1MM} + \sigma_{Rp} \right| \right), \left(\left| \sigma_{1p} - \sigma_{P1MM} + \sigma_{Tp} \right| \right), \left(\left| \sigma_{1p} + \sigma_{P1MM} \right| \right) \right)$$

Проверка условий прочности в рабочих условиях в сечении S_1

$$Usl_1 := \begin{cases} \text{"Условия прочности выполняются"} & \text{if } \sigma_{Pmax} \leq 1.3 \cdot \sigma_{д.м} \\ \text{"Условия прочности НЕ выполняются"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$Usl_1 = \text{"Условия прочности выполняются"}$

- при затяжке

$$\sigma_{3max} := \max \left(\left| \sigma_{1M} + \sigma_{RM} \right|, \left| \sigma_{1M} + \sigma_{TM} \right| \right)$$

Проверка условий прочности при затяжке в сечении S_1

$$Usl_1 := \begin{cases} \text{"Условия прочности выполняются"} & \text{if } \sigma_{3max} \leq K_T \cdot \sigma_{д.м} \\ \text{"Условия прочности НЕ выполняются"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$Usl_1 = \text{"Условия прочности выполняются"}$

Для приварных встык фланцев с конической втулкой в сечении S_0

- в рабочих условиях

$$Q := \left| \sigma_{0p} - \sigma_{P0MM} \right|$$

$$W := \left| \sigma_{0p} + \sigma_{P0MM} \right|$$

$$e := \left| 0.3 \cdot \sigma_{0p} - \sigma_{P0MO} \right|$$

$$R := \left| 0.3 \cdot \sigma_{0p} + \sigma_{P0MO} \right|$$

$$T := \left| 0.7 \cdot \sigma_{0p} - (\sigma_{P0MM} - \sigma_{P0MO}) \right|$$

$$Y := \left| 0.7 \cdot \sigma_{0p} + (\sigma_{P0MM} - \sigma_{P0MO}) \right|$$

$$\sigma_{Pmax3} := \max(Q, W, e, R, T, Y) = 252.28$$

Проверка условий прочности в рабочих условиях в сечении S_0

$$Usl_1 := \begin{cases} \text{"Условия прочности выполняются"} & \text{if } \sigma_{Pmax3} \leq 1.3 \cdot \sigma_{д.м} \\ \text{"Условия прочности НЕ выполняются"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$Usl_1 = \text{"Условия прочности выполняются"}$

- при затяжке

Проверка условий прочности при затяжке в сечении S_0

$$\underline{Usl_1} := \begin{cases} \text{"Условия прочности выполняются"} & \text{if } \sigma_{0M} \leq 1.3 \cdot \sigma_{d.R} \\ \text{"Условия прочности НЕ выполняются"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$Usl_1 = \text{"Условия прочности выполняются"}$$

Для фланцев всех типов в сечении S_0 должно выполняться условие по формуле 53 [16]

Проверка условий для фланцев всех типов в сечении S_0

$$\underline{Usl_1} := \begin{cases} \text{"Условия прочности выполняются"} & \text{if } \max(|\sigma_{POMO}|, |\sigma_{P0MM}|) \leq \sigma \\ \text{"Условия прочности НЕ выполняются"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$Usl_1 = \text{"Условия прочности выполняются"}$$

Для тарелок приварных встык фланцев должны выполняться условия:

- при затяжке по формуле 54 [16]

Проверка условий для тарелок приварных встык фланцев при затяжке

$$\underline{Usl_1} := \begin{cases} \text{"Условия прочности выполняются"} & \text{if } \max(|\sigma_{RM}|, |\sigma_{TM}|) \leq K_T \cdot \sigma \\ \text{"Условия прочности НЕ выполняются"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$Usl_1 = \text{"Условия прочности выполняются"}$$

- в рабочих условиях по формуле 55 [16]

Проверка условий для тарелок приварных встык фланцев в рабочих условиях

$$\underline{Usl_1} := \begin{cases} \text{"Условия прочности выполняются"} & \text{if } \max(|\sigma_{Rp}|, |\sigma_{Tp}|) \leq K_T \cdot \sigma \\ \text{"Условия прочности НЕ выполняются"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$Usl_1 = \text{"Условия прочности выполняются"}$$

2.3.6.12 Проверка углов поворота фланцев

Угол поворота приварного встык фланца по формуле 58 [16]

$$\Theta := M_p \cdot y_f \cdot \frac{E_{20}}{E} = 2.558 \times 10^{-3} \text{ рад}$$

Допустимый угол поворота приварного встык фланца

$$\underline{D} := \begin{pmatrix} 400 \\ 2000 \end{pmatrix}$$

$$\Theta_d := \begin{pmatrix} 0.006 \\ 0.013 \end{pmatrix}$$

$$\Theta_d := \text{linterp}(D, \Theta_d, 800)$$

$$\Theta_d = 7.75 \times 10^{-3} \text{ рад}$$

$Usl_P := \begin{cases} \text{"Условие при испытаниях НЕ выполняется"} & \text{if } \Theta > 1.3 \cdot \Theta_{\text{д}} \\ \text{"Условие в рабочих условиях НЕ выполняется"} & \text{if } \Theta > \Theta_{\text{д}} \\ \text{"Условие поворота фланца выполняется"} & \text{otherwise} \end{cases}$

$Usl_P = \text{"Условие поворота фланца выполняется"}$

2.3.6.13 Расчет элементов фланцевого соединения на малоцикловую усталость

Поскольку имеются положительные результаты эксплуатации аналогичных элементов фланцевого соединения, приведенного в [8], при тех же условиях работы и в течение времени не менее расчетной долговечности, расчет на малоцикловую прочность по [11] не проводится.

Вывод по расчету:

- произведена проверка условий прочности шпилек при затяжке и в рабочих условиях соответственно

$$\sigma_{\text{б1}} < \sigma_{\text{дбм}} (172.376 < 371.28 \text{ МПа})$$

$$\sigma_{\text{б2}} < \sigma_{\text{дбр}} (172.708 < 501.228 \text{ МПа})$$

- произведена проверка условий прочности прокладки

$$q < q_{\text{д}} (29.773 < 130 \text{ МПа})$$

- произведена проверка условий прочности в рабочих условиях и при затяжке в сечении S_1 соответственно

$$\sigma_{\text{Рmax}} \leq 1.3 \cdot \sigma_{\text{д.м}} (230.567 \leq 334.854 \text{ МПа})$$

$$\sigma_{\text{Зmax}} \leq K_{\text{T}} \cdot \sigma_{\text{д.м}} (188.832 \leq 334.854 \text{ МПа})$$

- произведена проверка условий прочности в рабочих условиях при затяжке в сечении S_0 соответственно

$$\sigma_{\text{Рmax.з}} \leq 1.3 \cdot \sigma_{\text{д.Р}} (252.28 \leq 669.708 \text{ МПа})$$

$$\sigma_{0\text{м}} \leq 1.3 \cdot \sigma_{\text{д.Р}} (157.923 \leq 669.708 \text{ МПа})$$

- произведена проверка условий для фланцев всех типов в сечении S_0

$$\max(|\sigma_{\text{Ромо}}|, |\sigma_{\text{Р0мм}}|) \leq \sigma (78.125 \leq 171.72 \text{ МПа})$$

- произведена проверка условий для тарелок приварных встык фланцев при затяжке и в рабочих условиях соответственно

$$\max(|\sigma_{RM}|, |\sigma_{TM}|) \leq K_T \cdot \sigma (57.23 \leq 223.236 \text{ МПа})$$

$$\max(|\sigma_{Rp}|, |\sigma_{Tp}|) \leq K_T \cdot \sigma (75.79 \leq 223.236 \text{ МПа})$$

- произведена проверка условий поворота фланца

$$\Theta < 1.3 \cdot \Theta_d (2.558 \times 10^{-3} < 0.01 \text{ рад})$$

2.3.7 Поверочный расчет кожухотрубчатого теплообменника

Целью поверочного расчета является обеспечение механической надежности теплообменного аппарата. Схема основного типа кожухотрубчатого теплообменника с неподвижными трубными решетками представлена на рисунке 2.9.

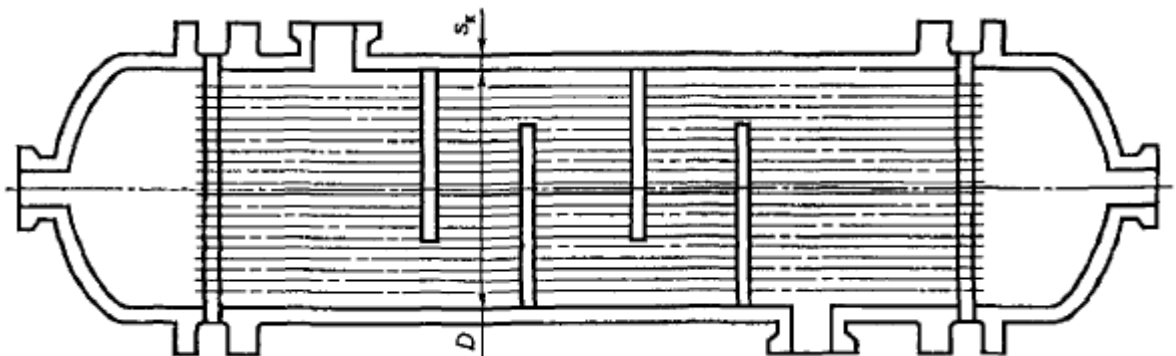


Рисунок 2.9 - Схема аппарата с неподвижными трубными решетками

Исходные данные для поверочного расчета представлены в таблице 2.17.

Таблица 2.17 – Исходные данные для поверочного расчета

Внутренний диаметр аппарата, мм	$D := 800$
Толщина стенки кожуха, мм	$c := 2.2$
Сумма прибавок, мм	$s := 12$
Коэффициент линейного расширения материала кожуха при температуре $t_K, \frac{1}{^\circ\text{C}}$ [3]	$\alpha_K := 12.6 \cdot 10^{-6}$
Коэффициент линейного расширения материала труб при температуре $t_T, \frac{1}{^\circ\text{C}}$ [3]	$\alpha_T := 17 \cdot 10^{-6}$
Максимальная температура стенки кожуха, $^\circ\text{C}$	$t_{Kw} := 150$

Продолжение таблицы 2.17.

Максимальная температура стенки труб, °C	$t_T := 100$
Давление в трубном пространстве, МПа	$p_T := 2.5$
Давление в межтрубном пространстве, МПа	$p_M := 2.5$
Температура сборки аппарата, °C	$t_0 := 20$

2.3.7.1 Расчет вспомогательных величин

Определение количества трубок основывается на расположении их по вершинам правильного шестиугольника. Схема расположения труб представлена на рисунке 2.10.

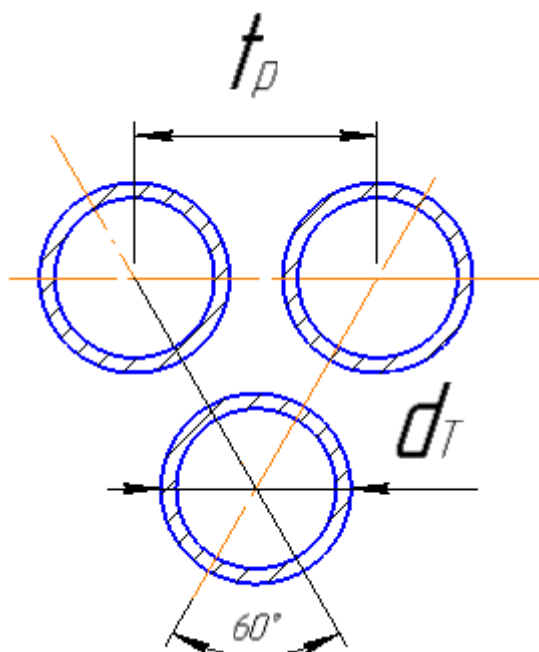


Рисунок 2.10 - Схема расположения труб по вершинам правильного шестиугольника

Принимаем трубы 25x2 мм по табл. 1 [2]. Тогда наружный диаметр труб равен:

$$d_T := 25 \text{ мм}$$

Определим шаг расположения труб по [6]:

$$t_p := 1.2 \cdot d_T + 2$$

$$t_p := 1.2 \cdot 25 + 2 = 32 \text{ мм}$$

Коэффициент заполнения трубной решетки примем

$$n := 0.8$$

Определяем число труб по [6]:

$$i := \eta \cdot \left[\left(\frac{D}{1.1 \cdot t_p} \right)^2 \right]$$

$$i_{\text{н}} := 0.8 \cdot \left(\frac{800}{1.1 \cdot 32} \right)^2 = 413.223$$

По табл. 4.12 [1] число труб равно:

$$i_{\text{н}} := 442$$

По [7] минимальная толщина трубной решетки для труб 25х2 равна:

$$s_{\text{реш}} := 31 \text{ мм}$$

Так как трубная решетка выполняется заодно с фланцем, принимаем, что толщина решетки равна толщине фланца по [8]

$$s_{\text{реш}} := 57 \text{ мм}$$

Внутренний радиус кожуха равен:

$$a := \frac{D}{2}$$

$$a_{\text{н}} := \frac{800}{2} = 400 \text{ мм}$$

По [10] расстояние от оси аппарата до оси наиболее удаленной теплообменной трубки равно:

$$a_1 := 0.525 \cdot t_p \cdot \sqrt{i}$$

$$a_{1\text{н}} := 0.525 \cdot 32 \cdot \sqrt{442} = 353.2 \text{ мм}$$

Относительная характеристика бесшовного края трубной решетки по формуле 1 [9]:

$$m_n := \frac{a}{a_1}$$

$$m_{\text{н}} := \frac{400}{353.2} = 1.133$$

Для гладких теплообменных труб 25х2 мм из материала 12х18н10т толщина стенки труб равна:

$$s_T := 2 \text{ мм}$$

Коэффициенты влияния давления на трубную решетку
- со стороны межтрубного пространства по формуле 2 [9]:

					ФЮРА.УПГА.000.000.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		59

$$\eta_M := 1 - \frac{i \cdot d_T^2}{4 \cdot a_1^2}$$

$$\eta_M := 1 - \frac{442 \cdot 25^2}{4 \cdot 353.2^2} = 0.446$$

- со стороны трубного пространства по формуле 3 [9]:

$$\eta_T := 1 - \frac{i \cdot (d_T - 2 \cdot s_T)^2}{4 \cdot a_1^2}$$

$$\eta_T := 1 - 442 \cdot \frac{(25 - 2 \cdot 2)^2}{4 \cdot 353.2^2} = 0.609$$

Основные характеристики жесткости элементов теплообменного аппарата

Модуль упругости для материала 12х18н10т при температуре 150 °С по [3]:

$$t_T := \begin{pmatrix} 100 \\ 150 \end{pmatrix}$$

$$E_T := \begin{pmatrix} 2.15 \cdot 10^5 \\ 2.05 \cdot 10^5 \end{pmatrix}$$

$$E_T := \text{interp}(t_T, E_T, 150)$$

$$E_T = 2.05 \times 10^5 \text{ МПа}$$

По [2] половина длины трубы теплообменного аппарата

$$l := \frac{6000}{2} = 3 \times 10^3 \text{ мм}$$

Модуль упругости основания (системы труб) по формуле 4 [9]:

$$K_y = \frac{E_T \cdot (\eta_T - \eta_M)}{l}$$

$$K_y := \frac{2.05 \times 10^5 \cdot (0.609 - 0.446)}{3 \times 10^3} = 11.138 \frac{\text{Н}}{\text{мм}^3}$$

Модуль упругости для 09г2с при температуре 150 °С по [3]:

$$E_K := 1.86 \times 10^5 \text{ МПа}$$

Приведенное отношение жесткости труб к жесткости кожуха вычисляют по

					ФЮРА.УПГА.000.000.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		60

формуле 5 [9]:

$$\rho_{\text{тв}} := \frac{K_y \cdot a_1 \cdot l}{E_T \cdot s}$$

$$\rho_{\text{тв}} := \frac{11.138 \cdot 353.2 \cdot 3 \times 10^3}{2.05 \times 10^5 \cdot 12} = 4.797$$

Коэффициенты изменения жесткости системы трубы-кожух:

$$K_q = 1 + K_q'$$

$$K_p = 1 + K_p'$$

Для аппаратов с неподвижными трубными решетками:

$$K_q' = K_p' = 0$$

$$K_q := 1$$

$$K_p := 1$$

Коэффициент жесткости трубной решетки по приложению Б [9]:

$$\eta_{\text{тв}} := \begin{pmatrix} 0.6 \\ 0.65 \end{pmatrix}$$

$$\psi_0 := \begin{pmatrix} 0.3 \\ 0.37 \end{pmatrix}$$

$$\psi_0 := \text{linterp}(\eta_T, \psi_0, 0.609)$$

$$\psi_0 = 0.313 \text{ МПа}$$

Диаметр отверстия в решетке, мм

$$d_0 := 25.7$$

Коэффициенты ослабления трубной решетки по приложению Б [9]:

$$\varphi_p := 1 - \frac{d_0}{t_p}$$

$$\varphi_{\text{тв}} := 1 - \frac{25.7}{32} = 0.197$$

$$d_E := d_0 - s_T$$

$$d_{\text{тв}} := 25.7 - 2 = 23.7 \text{ мм}$$

					ФЮРА.УПГА.000.000.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		61

Примем толщину стенки кожуха в месте соединения с трубной решеткой или с фланцем равной толщине стенки кожуха, мм

$$s_1 := s$$

Примем по таблице 1 [12] крышку эллиптическую с толщиной стенки равной:

$$s_2 := 12 \text{ мм}$$

Коэффициент системы кожух-решетка равен:

$$\beta_1 := \frac{1.3}{\sqrt{a \cdot s_1}}$$

$$\beta_1 := \frac{1.3}{\sqrt{400 \cdot 12}} = 0.019 \frac{1}{\text{мм}}$$

Диаметр фланца по табл. 21.12 [8]:

$$D_H := 955 \text{ мм}$$

Радиус центра тяжести тарелки фланца кожуха

$$R_1 := \frac{D_H + D}{4}$$

$$R_1 := \frac{955 + 800}{4} = 438.75 \text{ мм}$$

Коэффициент жесткости втулки фланца кожуха при изгибе равен:

$$K_1 := \frac{\beta_1 \cdot a \cdot E_K \cdot s_1^3}{5.5 \cdot R_1}$$

$$K_1 := \frac{0.019 \cdot 400 \cdot 1.86 \cdot 10^5 \cdot 12^3}{5.5 \cdot 438.75} = 1.012 \times 10^6 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

Толщина тарелки фланца кожуха по [8] равна:

$$h_1 := 57 \text{ мм}$$

По табл.4 [13] выбираем прокладку типа Б:

$$d_{\Pi} := 820 \text{ мм}$$

Внутренний диаметр прокладки:

$$D_{\Pi} := 867 \text{ мм}$$

Условный проход прокладки:

$$B_1 := d_{\Pi}$$

$$E_1 := E_K$$

Коэффициент жесткости фланца кожуха при изгибе

$$K_{\phi 1} := \frac{E_1 \cdot h_1^3 \cdot B_1}{12 \cdot R_1^2} + K_1 \cdot \left(1 + \frac{\beta_1 \cdot h_1}{2} \right)$$

$$K_{\phi 1} := \frac{1.86 \times 10^5 \cdot 57^3 \cdot 820}{12 \cdot 438.75^2} + 1.012 \times 10^6 \cdot \left(1 + \frac{0.019 \cdot 57}{2} \right) = 1.379 \times 10^7 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

Модуль упругости для материала 12х18н10т при температуре 150 °С по [3]:

$$E_p := 2.05 \cdot 10^5 \text{ МПа}$$

Коэффициент системы решетка-трубы вычисляют по формуле 8 [9]:

$$\beta := \frac{1.82}{s_{\text{реш}}} \cdot \sqrt[4]{\frac{K_y \cdot s_{\text{реш}}}{\psi_0 \cdot E_p}}$$

$$\beta := \frac{1.82}{57} \cdot \sqrt[4]{\frac{11.138 \cdot 57}{0.313 \cdot 2.05 \times 10^5}} = 0.01 \frac{1}{\text{мм}}$$

Безразмерный параметр системы решетка-трубы по формуле 10 [9]:

$$\omega := \beta \cdot a_1$$

$$\omega := 0.01 \cdot 353.2 = 3.532$$

2.3.7.2 Определение усилий в элементах теплообменного аппарата

Коэффициент влияния давления на продольную деформацию труб по формуле 12 [9]:

$$m_{cp} := 0.15 \cdot \frac{i \cdot (d_T - s_T)^2}{a_1^2}$$

$$m_{cp} := 0.15 \cdot \frac{442 \cdot (25 - 2)^2}{353.2^2} = 0.281$$

Приведенное давление вычисляют по формуле 11[9]:

$$p_{11} := [\alpha_K \cdot (t_K - t_0) - \alpha_T \cdot (t_T - t_0)] \cdot K_y \cdot l = 9.289$$

$$p_{22} := [\eta_T - 1 + m_{cp} + m_n \cdot (m_n + 0.5 \cdot \rho \cdot K_q)] \cdot p_T = 9.723$$

$$p_{33} := [\eta_M - 1 + m_{cp} + m_n \cdot (m_n + 0.3 \cdot \rho \cdot K_p)] \cdot p_M = 6.6$$

$$p_0 := p_{11} + p_{22} - p_{33} = 12.412 \text{ МПа}$$

Приведенное отношение жесткости труб к жесткости фланцевого соединения по формуле 13 [9]:

					ФЮРА.УПГА.000.000.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		63

$$K_{\Phi} := K_{\Phi 1}$$

$$\rho_1 := \frac{K_y \cdot a \cdot a_1}{\beta^2 \cdot K_{\Phi} \cdot R_1}$$

$$\rho_{1w} := \frac{11.138 \cdot 400 \cdot 353.2}{0.01^2 \cdot 1.379 \times 10^7 \cdot 438.75} = 2.601$$

Коэффициенты, учитывающие влияние беструбного края и поддерживающие влияние труб, определяют по табл.1 [9]

$$\omega_w := \begin{pmatrix} 3.5 \\ 4 \end{pmatrix}$$

$$\Phi_1 := \begin{pmatrix} 5.39 \\ 6.19 \end{pmatrix}$$

$$\Phi_1 := \text{linterp}(\omega, \Phi_1, 3.532)$$

$$\Phi_1 = 5.441$$

$$\omega := \begin{pmatrix} 3.5 \\ 4 \end{pmatrix}$$

$$\Phi_2 := \begin{pmatrix} 3.59 \\ 4.13 \end{pmatrix}$$

$$\Phi_2 := \text{linterp}(\omega, \Phi_2, 3.532)$$

$$\Phi_2 = 3.625$$

$$\omega := \begin{pmatrix} 3.5 \\ 4 \end{pmatrix}$$

$$\Phi_3 := \begin{pmatrix} 5.36 \\ 6.03 \end{pmatrix}$$

$$\Phi_3 := \text{linterp}(\omega, \Phi_3, 3.532)$$

$$\Phi_3 = 5.403$$

$$\omega := 3.532$$

Значения T_1, T_2, T_3 вычисляют по формулам 14,15,16,17 [9]:

$$t := 1 + 1.4 \cdot \omega \cdot (m_n - 1)$$

$$t_w := 1 + 1.4 \cdot 3.532 \cdot (1.133 - 1) = 1.658$$

$$T_1 := \Phi_1 \cdot [m_n + 0.5 \cdot (1 + m_n \cdot t) \cdot (t - 1)]$$

$$T_{1w} := 5.441 \cdot [1.133 + 0.5 \cdot (1 + 1.133 \cdot 1.658) \cdot (1.658 - 1)] = 11.317$$

					ФЮРА.УПГА.000.000.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		64

$$T_2 := \Phi_2 \cdot t$$

$$T_2 := 3.625 \cdot 1.658 = 6.01$$

$$T_3 := \Phi_3 \cdot m_n$$

$$T_3 := 5.403 \cdot 1.133 = 6.122$$

По формулам 20,21,22 [9]:

Коэффициент влияния давления на изгиб 1-го фланца

$$m_1 := \frac{1 + \beta_1 \cdot h_1}{2 \cdot \beta_1^2}$$

$$m_1 := \frac{1 + 0.019 \cdot 57}{2 \cdot 0.019^2} = 2.885 \times 10^3 \text{ мм}^2$$

Так как фланцы на кожухе одинаковые, примем, что коэффициент влияния давления на изгиб 2-го фланца равен коэффициенту влияния давления на изгиб 1-го фланца

$$m_2 := m_1$$

Приведенное давление на фланцы равно:

$$p_1 := \frac{K_y}{\beta \cdot K_\Phi} \cdot (m_1 \cdot p_M - m_2 \cdot p_T) = 0 \text{ МПа}$$

Изгибающий момент и перерезывающую силу, распределенные по краю трубной решетки, вычисляют:

- для изгибающего момента по формуле 18 [9]:

$$M_n := \left(\frac{a_1}{\beta} \right) \cdot \frac{p_1 \cdot (T_1 + \rho \cdot K_q) - p_0 \cdot T_2}{(T_1 + \rho \cdot K_q) \cdot (T_3 + \rho_1) - T_2^2}$$

$$M_n := \frac{353.2}{0.01} \cdot \frac{0 \cdot (11.317 + 4.797 \cdot 1) - 12.412 \cdot 6.01}{(11.317 + 4.797 \cdot 1) \cdot (6.122 + 2.601) - 6.01^2} = -2.523 \times 10^4 \frac{\text{Н} \cdot \text{мм}}{\text{мм}}$$

- для перерезывающей силы по формуле 19 [9]:

$$Q_n := a_1 \cdot \frac{p_0 \cdot (T_3 + \rho_1) - p_1 \cdot T_2}{(T_1 + \rho \cdot K_q) \cdot (T_3 + \rho_1) - T_2^2}$$

$$Q_n := 353.2 \cdot \frac{12.412 \cdot (6.122 + 2.601) - 0 \cdot 6.01}{(11.317 + 4.797 \cdot 1) \cdot (6.122 + 2.601) - 6.01^2} = 366.144 \frac{\text{Н}}{\text{мм}}$$

Изгибающий момент и перерезывающие силы, распределенные по периметру перфорированной зоны решетки:

- для изгибающего момента по формуле 23 [9]:

					ФЮРА.УПГА.000.000.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		65

$$M_a := M_n + (a - a_1) \cdot Q_n$$

$$M_a := -2.523 \times 10^4 + (400 - 353.2) \cdot 366.144 = -8.094 \times 10^3 \frac{\text{Н} \cdot \text{мм}}{\text{мм}}$$

- для перерезывающей силы по формуле 24 [9]:

$$Q_a := m_n \cdot Q_n$$

$$Q_a := 1.133 \cdot 366.144 = 414.841 \frac{\text{Н}}{\text{мм}}$$

Осевая сила и изгибающий момент, действующие на трубу

- для осевой силы по формуле 25 [9]:

$$N_T := \frac{\pi \cdot a_1}{i} \cdot \left[(\eta_M \cdot p_M - \eta_T \cdot p_T) \cdot a_1 + \Phi_1 \cdot Q_a + \Phi_2 \cdot \beta \cdot M_a \right] = 4.564 \times 10^3$$

$$N_T := \frac{3.14 \cdot 353.2}{442} \cdot \left[(0.446 \cdot 2.5 - 0.609 \cdot 2.5) \cdot 353.2 + 5.441 \cdot 414.841 + 3.625 \cdot 0.01 \cdot -8.094 \times 10^3 \right]$$

$$N_T := 4.566 \times 10^3 \text{ Н}$$

Принимаем аппарат с перегородками в кожухе, тогда максимальный пролет трубы между решеткой и перегородкой:

$$l_{1R} := 784 \text{ мм}$$

Приведенная длина трубы, используемая при расчете прогиба труб и изгибающего момента, действующего на трубу по стр.17 [9]

$$l_{\text{пр}} := \frac{l_{1R}}{3}$$

$$l_{\text{пр}} := \frac{784}{3} = 261.333 \text{ мм}$$

Внешний диаметр трубки равен:

$$d_{\text{внеш}} := 25 \text{ мм}$$

Внутренний диаметр трубки равен:

$$d_{\text{внутр}} := 21 \text{ мм}$$

Момент инерции поперечного сечения трубы:

$$l_{\text{пр}} = 261.333 \text{ мм}$$

$$J_T := \frac{\pi \cdot (d_{\text{внеш}}^4 - d_{\text{внутр}}^4)}{64}$$

					ФЮРА.УПГА.000.000.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		66

$$J_{\text{тр}} := \frac{3.14 \cdot (25^4 - 21^4)}{64} = 9.623 \times 10^3 \text{ мм}^4$$

Изгибающий момент, действующий на трубу по формуле 26 [9]:

$$M_T := \frac{E_T \cdot J_T \cdot \beta}{K_y \cdot a_1 \cdot l_{\text{пр}}} \cdot (\Phi_2 \cdot Q_a + \Phi_3 \cdot \beta \cdot M_a)$$

$$M_{\text{тр}} := \frac{2.05 \times 10^5 \cdot 9.623 \times 10^3 \cdot 0.01}{11.138 \cdot 353.2 \cdot 261.333} \cdot (3.625 \cdot 414.841 + 5.403 \cdot 0.01 \cdot -8.094 \times 10^3)$$

$$M_{\text{тр}} := 2.046 \times 10^4 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

Усилия в кожухе:

- усилие, распределенное по периметру кожуха по формуле 27 [9]:

$$Q_K := \frac{a}{2} \cdot p_T - Q_n$$

$$Q_{\text{жк}} := \frac{400}{2} \cdot 2.5 - 366.144 = 133.856 \frac{\text{Н}}{\text{мм}}$$

- изгибающий момент, распределенный по периметру кожуха по формуле 28 [9]:

$$M_K := \frac{K_1}{\rho \cdot K_{\Phi} \cdot \beta} \cdot (T_2 \cdot Q_n + T_3 \cdot \beta \cdot M_n) - \frac{p_M}{2 \cdot \beta_1^2}$$

$$M_{\text{жк}} := \frac{1.012 \times 10^6}{4.797 \cdot 1.379 \times 10^7 \cdot 0.01} \cdot (6.01 \cdot 366.144 + 6.122 \cdot 0.01 \cdot -2.523 \times 10^4) - \frac{2.5}{2 \cdot 0.019^2}$$

$$M_{\text{жк}} := -2.459 \times 10^3 \frac{\text{Н} \cdot \text{мм}}{\text{мм}}$$

- суммарная осевая сила, действующая на кожух по формуле 29 [9]:

$$F_{\text{жк}} := \pi \cdot D \cdot Q_K$$

$$F_{\text{жк}} := 3.14 \cdot 800 \cdot 133.856 = 3.362 \times 10^5 \text{ Н}$$

2.3.7.3 Расчетные напряжения в элементах конструкции

Принимаем трубную решетку, приваренную втавр к обечайке кожуха по [9].
Нагрузки на решетку представлены на рисунке 2.11. Расчетная схема решетки представлена на рисунке 2.12. Трубная решетка аппарата отмечена на рисунке 2.2 позицией номер 6.

					ФЮРА.УПГА.000.000.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		67

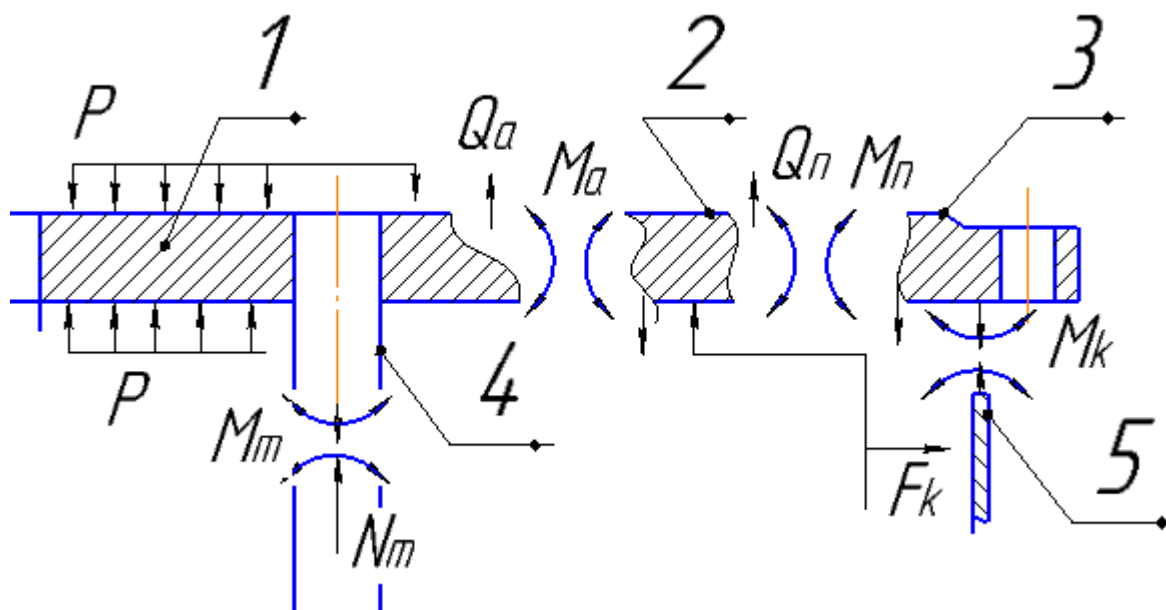


Рисунок 2.11 - Нагрузки на трубную решетку:

1 - центральная перфорированная часть; 2- кольцевая неперфорированная часть;
3 - фланец; 4 - трубы; 5 - корпус.

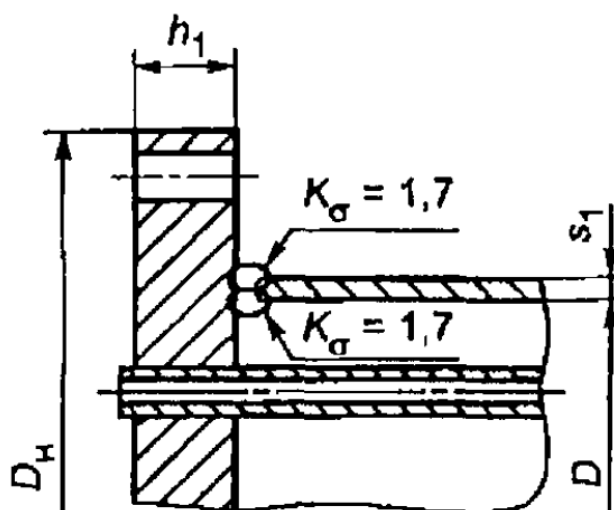


Рисунок 2.12 - Расчетная схема трубной решетки

$$s_p := s_{\text{реш}}$$

Ширина тарелки фланца кожуха

$$b_1 := \frac{D_H - D}{2} = 77.5 \text{ мм}$$

$$s_p = 57 \text{ мм}$$

Принимаем толщину решетки в зоне кольцевой канавки равной толщине трубной решетки

$$s_{1p} := s_{\text{реш}}$$

					ФЮРА.УПГА.000.000.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		68

$$s_{1p} = 57 \text{ мм}$$

Расчетные напряжения в трубных решетках

Напряжения в трубной решетке в месте соединения с кожухом

- изгибные по формуле 30 [9]:

$$\sigma_{p1} := \frac{6 \cdot |M_n|}{(s_{1p} - c)^2} = 50.402 \text{ МПа}$$

- касательные по формуле 31 [13]:

$$\tau_{p1} := \frac{|Q_n|}{(s_{1p} - c)} = 6.681 \text{ МПа}$$

При

$$-1 \leq \frac{\beta \cdot M_a}{Q_a} \leq 1$$

A - коэффициент , определяемый по табл. Г2 [9] в зависимости от ω и m_A

$$m_A := \frac{\beta \cdot M_a}{Q_a} = -0.196$$

$$A := 0.273$$

Максимальный расчетный изгибающий момент в перфорированной части трубной решетки по формуле 34 [9]:

$$M_{\max} := A \cdot \frac{|Q_a|}{\beta} = 1.125 \times 10^4 \frac{\text{Н} \cdot \text{мм}}{\text{мм}}$$

$$|M_a| \leq M_{\max}$$

$$8.094 \times 10^3 \leq 1.125 \times 10^4 \frac{\text{Н} \cdot \text{мм}}{\text{мм}}$$

условия выполняются

Напряжения в перфорированной части трубной решетки

- изгибные по формуле 32 [9]:

$$\sigma_{p2} := \frac{6 \cdot M_{\max}}{\varphi_p \cdot (s_{1p} - c)^2} = 114.13 \text{ МПа}$$

- касательные по формуле 33 [9]:

$$\tau_{p2} := \frac{|Q_a|}{\varphi_p \cdot (s_{1p} - c)} = 38.451 \text{ МПа}$$

					ФЮРА.УПГА.000.000.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		69

Напряжения в кожухе в месте присоединения к решетке

- в меридиональном направлении по формулам 38,39 [9]:

Мембранные:

$$\sigma_{Mx} := \frac{|Q_K|}{(s_1 - c)} = 13.659 \text{ МПа}$$

Изгибные:

$$\sigma_{ux} := \frac{6 \cdot |M_K|}{(s_1 - c)^2} = 153.623 \text{ МПа}$$

- в окружном направлении по формулам 40,41 [9]:

Мембранные:

$$\sigma_{M\phi} := \frac{|p_M| \cdot a}{(s_1 - c)} = 102.041 \text{ МПа}$$

Изгибные:

$$\sigma_{u\phi} := 0.3 \cdot \sigma_{ux} = 46.087 \text{ МПа}$$

Напряжения в трубах

- в осевом направлении по формулам 42,43 [9]:

Мембранные:

$$\sigma_{1T} := \frac{|N_T|}{\pi \cdot (d_T - s_T) \cdot s_T} = 31.596 \text{ МПа}$$

Суммарные:

$$\sigma_1 := \sigma_{1T} + \frac{d_T \cdot |M_T|}{2 \cdot J_T} = 58.172 \text{ МПа}$$

- в окружном направлении по формуле 44 [9]:

$$\sigma_{2T} := \frac{(d_T - s_T) \max(|p_T|, |p_M|, |p_T - p_M|)}{2 \cdot s_T} = 14.375 \text{ МПа}$$

2.3.7.4 Проверка прочности и устойчивости кожуха

Условие статической прочности кожуха в месте присоединения к решетке по формуле 53 [9]:

$$\sigma_{Mx} \leq 1.3 \cdot \sigma$$

$$13.659 \leq 222.3 \text{ МПа}$$

условие статической прочности выполняется

					ФЮРА.УПГА.000.000.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		70

Так как осевая сила в кожухе $F > 0$ ($3.362 \cdot 10^5 > 0$), проверку кожуха на местную устойчивость от действия сжимающей силы F проводить не следует.

2.3.7.5 Проверка прочности и жесткости трубных решеток

Допускаемое напряжение для материала решетки 12x18н10т при температуре 150 °С по [3]:

$$\sigma_{\text{др}} := 168 \text{ МПа}$$

Проверка статической прочности

$$\max(\tau_{p1}, \tau_{p2}) \leq 0.8 \cdot \sigma_{\text{др}}$$

$$38.451 \leq 134.4 \text{ МПа}$$

По таблице 2 [9] принимаем допустимую величину прогиба трубной решетки

$$[W] := 0.9 \text{ мм}$$

$$\underline{W} := \frac{1.2}{K_y \cdot a_1} \cdot |T_1 \cdot Q_n + T_2 \cdot \beta \cdot M_n| = 0.798 \text{ мм}$$

$$W \leq [W]$$

$$0.798 \leq 0.9 \text{ мм}$$

условия выполняются

2.3.7.6 Расчет труб на прочность и расчет крепления труб в решетке

Примем, что трубки крепятся в трубной решетке при помощи развальцовки.

Расчетная схема крепления труб в трубной решетке представлена на рисунке 2.13.

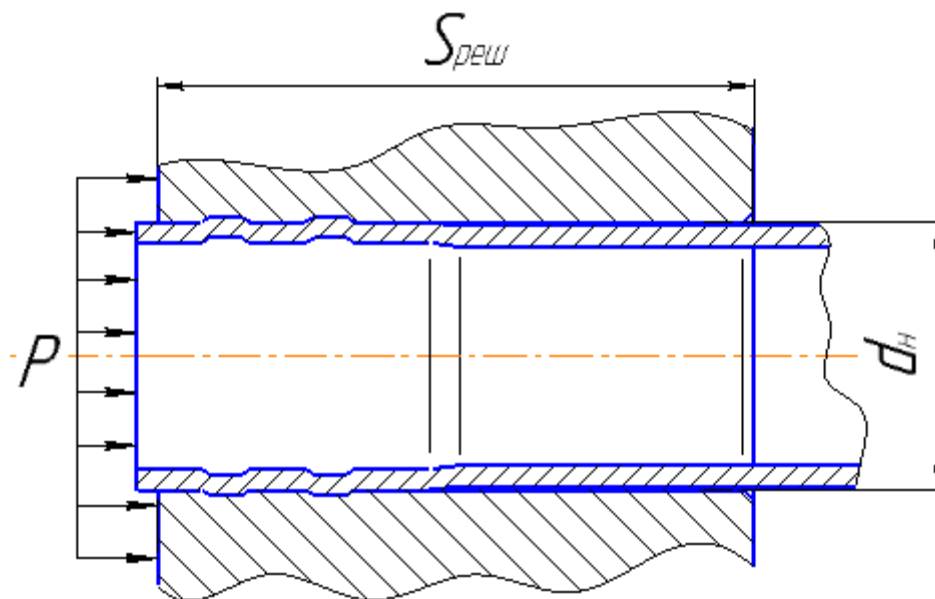


Рисунок 2.13 - Схема крепления труб в трубной решетке

Допускаемое напряжение для материала труб 12х18н10т при температуре 150 °С по [3]:

$$\sigma_{\text{дт}} := 168 \text{ МПа}$$

Условие статической прочности труб:

$$\max(\sigma_{1\text{T}}, \sigma_{2\text{T}}) \leq \sigma_{\text{дт}}$$

$$31.596 \leq 168 \text{ МПа}$$

Проверку труб на устойчивость проводят в случае, если $N_{\text{T}} < 0$.

$$N_{\text{T}} = 4.566 \times 10^3 \text{ Н}$$

Примем, что гладкие теплообменные трубы крепятся развальцовкой

Примем глубину развальцовки

$$l_{\text{в}} := 26 \text{ мм}$$

По приложению Е [13] для труб, завальцованных в пазы с двумя и более пазами:

$$[N]_{\text{тр}} := 0.8 \cdot \pi \cdot s_{\text{T}} \cdot (d_{\text{T}} - s_{\text{T}}) \cdot \min(\sigma_{\text{дт}}, \sigma_{\text{др}}) = 1.942 \times 10^4 \text{ Н}$$

Условие крепления труб в трубной решетке

$$|N_{\text{T}}| \leq [N]_{\text{тр}}$$

$$4.566 \times 10^3 \leq 1.942 \times 10^4 \text{ Н}$$

условия прочности выполняются

2.3.7.7 Проверка кожуха, обечайки и труб на малоцикловую прочность

Поскольку имеются положительные результаты эксплуатации аналогичного сосуда, приведенного в [1], при тех же условиях работы и в течение времени не менее расчетной долговечности, расчет на малоцикловую прочность по [19] не проводится для обечайки, труб и трубной решетки.

В данном подразделе были произведены расчеты прочности фланцев, болтов и прокладок, а также расчет герметичности фланцевого соединения.

Исходя из полученных данных, принят теплообменник типа 800ТНГ-2.5-М13-О/25Г-6-2-У гр.4.

Для труб:

-проведена проверка статической прочности:

$$\max(\sigma_{1\text{T}}, \sigma_{2\text{T}}) \leq \sigma_{\text{дт}} (31.596 \leq 168 \text{ МПа})$$

-проведена проверка крепления труб в трубной решетке:

$$|N_{\text{T}}| \leq [N]_{\text{тр}} (4.566 \times 10^3 \leq 1.942 \times 10^4 \text{ Н})$$

					ФЮРА.УПГА.000.000.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		72

Для трубной решетки:

-проведена проверка статической прочности:

$$\max(\tau_{p1}, \tau_{p2}) \leq 0.8 \cdot \sigma_{др} (38.451 < 134.4 \text{ МПа})$$

- величина прогиба трубной решетки:

$$W \leq [W] (0.798 \leq 0.9 \text{ мм})$$

- изгибающий момент в перфорированной части трубной решетки

$$|M_a| \leq M_{\max} (8.094 \times 10^3 \leq 1.125 \times 10^4 \frac{\text{Н} \cdot \text{мм}}{\text{мм}})$$

По произведенным расчетам можно сделать вывод, что конструкция фланцевого соединения отвечает всем критериям надежности.

2.3.8 Расчет массы аппарата

Исходные данные для расчета массы аппарата приведены в таблице 2.18.

Таблица 2.18 - Исходные данные для расчета массы аппарата

Наименование	Значение
Наружный диаметр корпуса, м	$D_{\text{н}} := 0.824$
Внутренний диаметр аппарата, м	$D_{\text{вк}} := 0.8$
Внутренний диаметр крышки, м	$D_{\text{кр}} := 0.8$
Внутренний диаметр труб, м	$D_{\text{вт}} := 0.021$
Наружный диаметр труб, м	$D_{\text{нт}} := 0.025$
Плотность воды, $\frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$	$\rho_c := 1000$
Толщина стенок труб, м	$s_{\text{т}} := 0.002$
Толщина стенки корпуса, м	$s_{\text{корп}} := 0.012$
Сумма прибавок, м	$c := 0.0022$
Длина корпуса, м	$L_{\text{корп}} := 7.36$
Длина труб, м	$L_{\text{труб}} := 6$
Длина распределительной камеры, м	$L_{\text{к}} := 0.5$
Количество труб, м	$n := 442$
Ускорение свободного падения, $\frac{\text{м}}{\text{с}^2}$	$g := 9.81$

Продолжение таблицы 2.18.

Плотность стали, $\frac{\text{кг}}{\text{м}^3}$	$\rho_{\text{мет}} := 7850$
Толщина трубной решетки, м	$s_{\text{тр}} := 0.057$
Диаметр трубной решетки, м	$D_{\text{т.р1}} := 0.8$

Вес корпуса аппарата:

$$G_{\text{корп}} := \pi \cdot \left(\frac{D_{\text{н}}^2 - D_{\text{вк}}^2}{4} \right) \cdot L_{\text{корп}} \cdot \rho_{\text{мет}} \cdot g = 1.735 \times 10^4 \text{ Н}$$

Вес распределительной камеры аппарата:

$$G_{\text{кам}} := \pi \cdot \left(\frac{D_{\text{н}}^2 - D_{\text{вк}}^2}{4} \right) \cdot L_{\text{к}} \cdot \rho_{\text{мет}} \cdot g = 1.179 \times 10^3 \text{ Н}$$

Вес трубного пучка:

$$G_{\text{труб.п}} := \pi \cdot \left(\frac{D_{\text{нт}}^2 - D_{\text{вт}}^2}{4} \right) \cdot L_{\text{труб}} \cdot \rho_{\text{мет}} \cdot g \cdot n = 2.951 \times 10^4 \text{ Н}$$

Вес трубной решетки:

$$G_{\text{труб.р}} := \pi \cdot \left(\frac{D_{\text{т.р1}}^2 - n \cdot D_{\text{нт}}^2}{4} \right) \cdot s_{\text{тр}} \cdot \rho_{\text{мет}} \cdot g = 1.254 \times 10^3 \text{ Н}$$

По [12] вес эллиптической крышки:

$$G_{\text{э.к.}} := 73.8 \text{ кг}$$

Вес пустого аппарата:

Принимаем, что фланцы, патрубки и пр. составляют 30% массы аппарата

$$G_{\text{ап1}} := (2G_{\text{э.к.}} + 2G_{\text{труб.р}} + G_{\text{корп}} + G_{\text{кам}} + G_{\text{труб.п}}) \cdot 1.3 = 6.591 \times 10^4 \text{ Н}$$

Вес жидкости в аппарате:

Вес жидкости внутри аппарата при гидроиспытаниях:

$$G_{\text{жид1}} := \left[\pi \cdot \frac{D_{\text{вк}}^2}{4} \cdot (L_{\text{корп}} + L_{\text{к}}) \right] \cdot \rho_{\text{с}} \cdot g = 3.876 \times 10^4 \text{ Н}$$

Вес аппарата при гидроиспытаниях:

$$G_{\text{ап2}} := G_{\text{ап1}} + G_{\text{жид1}} = 1.047 \times 10^5 \text{ Н}$$

					ФЮРА.УПГА.000.000.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		74

Нагрузка от собственной массы:

$$F_{\text{св}} := G_{\text{ап2}} = 1.047 \times 10^5 \text{ Н}$$

Переводим нагрузку в МН:

$$F1 := \frac{F}{1000000} = 0.105 \text{ МН}$$

2.3.9 Расчёт обечайки, нагруженной опорными нагрузками от воздействия седловых опор

Целью расчета является проверка несущей способности корпуса аппарата от воздействия опорной нагрузки от рабочего веса аппарата, а также подбор седловых опор на основе рассчитанной максимальной массы кожухотрубчатого теплообменника. В расчете определяется необходимость подкладного листа.

Седловая опора изображена на рисунке 2.2 под номером 3. Расчетная схема опоры изображена на рисунке 2.14.

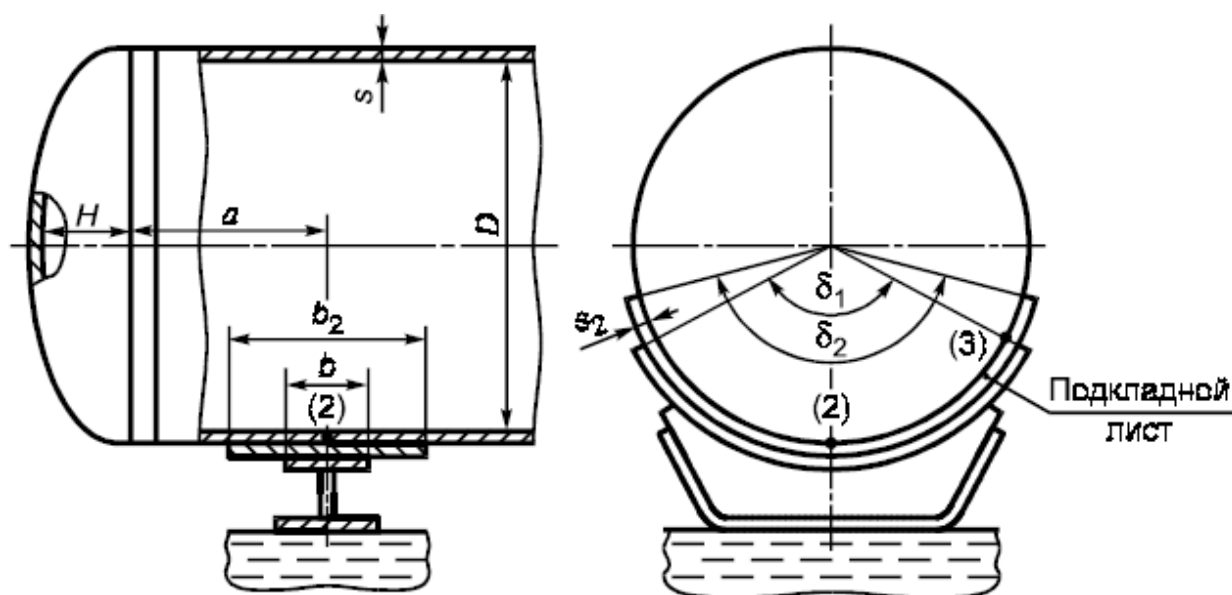


Рисунок 2.14 - Расчетная схема седловой опоры

Исходные данные для расчета обечайки, нагруженной опорными нагрузками от воздействия седловых опор представлены в таблице 2.19.

Таблица 2.19 - Исходные данные для расчета обечайки, нагруженной опорными нагрузками от воздействия седловых опор

Марка стали	09Г2С
Плотность материала, кг/м ³	$\rho_{\text{св}} := 7850$

Продолжение таблицы 2.19.

Высота выпуклой части днища по внутренней поверхности без учета цилиндрической отбортовки, мм;	$H := 200$
Длина цилиндрической части сосуда, включая длину цилиндрической отбортовки днища, мм;	$L := 6752$
Внутренний диаметр цилиндрической обечайки или выпуклого днища, мм;	$D := 800$
Внутреннее избыточное давление, МПа	$p_{rab} := 2.5$
Коэффициент прочности сварных швов обечайки, расположенных в области опорного узла;	$\phi := 1$
Модуль продольной упругости материала обечайки при расчетной температуре, МПа	$E := 1.86 \times 10^5$
Ширина седловой опоры, мм;	$b := 250$
Исполнительная толщина подкладного листа, мм;	$s_2 := 12$
Исполнительная толщина стенки кожуха, мм	$s := 12$
Ширина подкладного листа, мм;	$b_2 := 360$
Допускаемое напряжение при расчетной температуре, МПа;	$\sigma_t := 171$
Предел текучести при расчетной температуре, МПа;	$\sigma_T := 256.5$
Допускаемое напряжение при температуре 20 °С, МПа;	$\sigma_{20} := 196$
Длина выступающей цилиндрической части сосуда, включая отбортовку днища, мм;	$a := 2208$
Длина свободновыступающей части эквивалентного сосуда, мм;	$e := a + H$
Расчетная температура в аппарате, °С;	$t_{rab} := 150$

Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата

ФЮРА.УПГА.000.000.ПЗ

Лист

76

Продолжение таблицы 2.19.

Сумма прибавок к расчетной толщине стенки, мм;	$c := 2.2$
Угол охвата седловой опоры, °;	$\delta_1 := 120 \cdot \text{deg}$
Угол охвата сосуда подкладным листом, °.	$\delta_2 := 140 \cdot \text{deg}$

В качестве основной расчётной схемы принимаем цилиндрический сосуд постоянного сечения, симметрично опёртый на две опоры. Расчетная схема определения усилий представлена на рисунке 2.15.

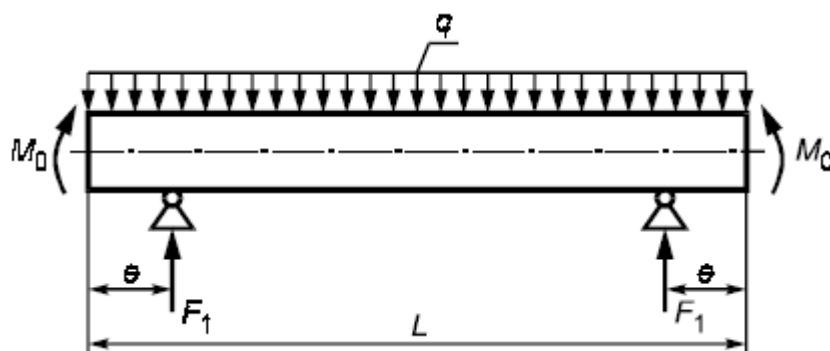


Рисунок 2.15 - Расчетная схема определения усилий

Допускаемое напряжение при расчетной температуре:

Принимаем по [3] при расчётной температуре $t=150\text{ }^{\circ}\text{C}$

$$\sigma_d := \text{Floor}(\sigma_t \cdot \phi, 0.5)$$

$$\sigma_d = 171 \text{ МПа}$$

Расчётное давление:

$$p := p_{\text{rab}}$$

$$p = 2.5 \text{ МПа}$$

Вес аппарата при гидроиспытаниях:

$$G_{\text{ап2}} := 7.029 \times 10^4 \text{ Н}$$

Площадь эллиптической крышки:

$$A_k := 1.24 \cdot D = 992 \text{ мм}$$

Проверка применимости формул:

$$\text{Prov} := \begin{cases} \text{"Формулы применимы"} & \text{if } \begin{cases} A_k \geq (s - c) \cdot \sqrt{D \cdot (s - c)} \\ 60 \cdot \text{deg} \leq \delta_1 \leq 180 \cdot \text{deg} \\ \frac{s - c}{D} \leq 0.5 \\ s_2 \geq s \end{cases} \\ \text{"Формулы НЕ применимы"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$\text{Prov} = \text{"Формулы применимы"}$$

Распределенную нагрузку и изгибающий момент, действующие на обечайку по приведенной на рис. 2.14, вычисляют по формулам 30,31 [17]

$$H := 200 \text{ мм}$$

$$q := \frac{G_{\text{ап2}}}{L + \frac{4 \cdot H}{3}} = 10.015 \frac{\text{Н}}{\text{мм}}$$

$$M_0 := q \cdot \frac{D^2}{16} = 4.006 \times 10^5 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

Опорное усилие вычисляют по формуле 33 [17]

$$F_1 := \frac{G_{\text{ап2}}}{2} = 3.514 \times 10^4 \text{ Н}$$

Моменты над опорой вычисляют по формуле 34 [17]

$$M_1 := \frac{q \cdot e^2}{2} - M_0 = 2.863 \times 10^7 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

$$M_2 := M_1 = 2.863 \times 10^7 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

Максимальный момент между опорами вычисляют по формуле 35 [17]

$$M_{12} := M_0 + F_1 \cdot \left(\frac{L}{2} - a \right) - \frac{q}{2} \cdot \left(\frac{L}{2} + \frac{2}{3} \cdot H \right)^2 = -2.022 \times 10^7 \text{ Н} \cdot \text{мм}$$

Поперечное усилие в сечении оболочки над опорой вычисляют по формуле 36 [17]

$$Q_1 := \frac{L - 2 \cdot a}{L + \frac{4}{3} \cdot H} \cdot F_1 = 1.17 \times 10^4 \text{ Н}$$

Проверка несущей способности обечайки в сечении между опорами по формуле 40 [17]

$$\text{Пров} := \begin{cases} \text{"Проверка требуется"} & \text{if } M_{12} \geq M_1 \\ \text{"Проверка не требуется"} & \text{otherwise} \end{cases}$$

Пров = "Проверка не требуется"

Следовательно, несущую способность обечайки в сечении между опорами проверять не следует

2.3.9.1 Проверка несущей способности обечайки, неукреплённой кольцами жесткости в области опорного узла

Параметр, определяемый расстоянием до днища вычисляют по формуле 45 [17]:

$$\gamma_{\text{ww}} := 2.83 \cdot \frac{a}{D} \cdot \sqrt{\frac{(s-c)}{D}} = 0.864$$

Параметр, определяемый шириной пояса опоры, вычисляют по формуле 46 [17]:

$$\beta_{1\text{ww}} := 0.91 \cdot \frac{b}{\sqrt{D \cdot (s-c)}} = 2.569$$

Общее меридиональное мембранное напряжение изгиба, действующие в области опорного узла вычисляют по формуле 55 [17]

$$\sigma_{\text{mx}} := \frac{4 \cdot M_1}{\pi \cdot D^2 \cdot (s-c)} = 5.813 \text{ МПа}$$

Проверка несущей способности обечайки

$$u := 2$$

Для подкладного листа по формуле 61 [17]

$$w := \begin{cases} s-c & \text{if } u = 1 \\ (s-c) \cdot \sqrt{1 + \left(\frac{s_2}{s-c}\right)^2} & \text{if } u = 2 \end{cases}$$

$$b_{\text{ww}} := \begin{cases} b & \text{if } u = 1 \\ b_2 & \text{if } u = 2 \end{cases}$$

$$\delta_{\text{ww}} := \begin{cases} \delta_1 & \text{if } u = 1 \\ \delta_2 & \text{if } u = 2 \end{cases}$$

Условие прочности по формуле 56 [17]

$$F_1 \leq \min(F_{d2}, F_{d3})$$

F_{d2} - допускаемое опорное усилие от нагружения в меридиональном направлении.

F_{d3} - допускаемое опорное усилие от нагружения в окружном направлении

Предельные напряжения изгиба σ_{i2}, σ_{i3} :

Коэффициенты для определения $\sigma_{ij} = K_1 \cdot K_2 \cdot \sigma_d$

при

$o := 2$ для условий испытания

$$K_2 := \begin{cases} 1.25 & \text{if } o = 1 \\ 1.05 & \text{if } o = 2 \end{cases}$$
$$K_2 = 1.05$$

Коэффициент, учитывающий влияние ширины пояса опоры

$$K_{10} := \max\left(\frac{e^{-\beta_1} \cdot \sin(\beta_1)}{\beta_1}, 0.25\right) = 0.25$$

Коэффициент, учитывающий влияние угла охвата

$$K_{12} := \frac{1.15 - 0.1432 \cdot \delta}{\sin(0.5 \cdot \delta)} = 0.851$$

Коэффициент, учитывающий влияние угла охвата

$$K_{14} := \frac{1.45 - 0.43 \cdot \delta}{\sin(0.5 \cdot \delta)} = 0.425$$

Коэффициент, учитывающий влияние расстояния до днища

$$K_{16} := 1 - \frac{0.65}{1 + (6 \cdot \gamma)^2} \cdot \sqrt{\frac{\pi}{3 \cdot \delta}} = 0.985$$

Коэффициент, учитывающий влияние ширины пояса опоры

$$K_{17} := \frac{1}{1 + 0.6 \cdot \sqrt{\frac{D}{w}} \cdot \frac{b}{D} \cdot \delta} = 0.289$$

Коэффициент, учитывающий влияние угла охвата

$$K_{13} := \frac{\max\left(1.7 - \frac{2.1 \cdot \delta}{\pi}, 0\right)}{\sin(0.5 \cdot \delta)} = 0.071$$

Коэффициент, учитывающий влияние расстояние до днища

$$K_{15} := \min\left(1, \frac{0.8 \cdot \sqrt{\gamma} + 6 \cdot \gamma}{\delta}\right) = 1$$

Коэффициент, учитывающий влияние ширины пояса опоры

					ФЮРА.УПГА.000.000.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		80

$$K_{11} := \frac{1 - e^{-\beta_1} \cdot \cos(\beta_1)}{\beta_1} = 0.389$$

По табл.1 [17]:

$$v_{12} := \frac{-0.23 \cdot K_{13} \cdot K_{15}}{K_{12} \cdot K_{10}}$$

$$v_{13} := \frac{-0.53 \cdot K_{11}}{K_{14} \cdot K_{16} \cdot K_{17} \cdot \sin(0.5 \cdot \delta)}$$

$$v_{212} := -\sigma_{mx} \cdot \frac{1}{K_2 \cdot \sigma_d}$$

$$v_{213} := 0$$

$$v_{222} := \left(\frac{p \cdot D}{4 \cdot w} - \sigma_{mx} \right) \cdot \frac{1}{K_2 \cdot \sigma_d}$$

$$v_{223} := \frac{p \cdot D}{2 \cdot w} \cdot \frac{1}{K_2 \cdot \sigma_d}$$

По стр.3[17]:

$$K_{112} := \frac{1 - v_{212}^2}{\left(\frac{1}{3} + v_{12} \cdot v_{212} \right) + \sqrt{\left(\frac{1}{3} + v_{12} \cdot v_{212} \right)^2 + (1 - v_{212}^2) \cdot v_{12}^2}} = 1.468$$

$$K_{122} := \frac{1 - v_{213}^2}{\left(\frac{1}{3} + v_{13} \cdot v_{213} \right) + \sqrt{\left(\frac{1}{3} + v_{13} \cdot v_{213} \right)^2 + (1 - v_{213}^2) \cdot v_{13}^2}} = 0.459$$

$$K_{113} := \frac{1 - v_{222}^2}{\left(\frac{1}{3} + v_{12} \cdot v_{222} \right) + \sqrt{\left(\frac{1}{3} + v_{12} \cdot v_{222} \right)^2 + (1 - v_{222}^2) \cdot v_{12}^2}} = 1.498$$

$$K_{123} := \frac{1 - v_{223}^2}{\left(\frac{1}{3} + v_{13} \cdot v_{223} \right) + \sqrt{\left(\frac{1}{3} + v_{13} \cdot v_{223} \right)^2 + (1 - v_{223}^2) \cdot v_{13}^2}} = 0.621$$

$$K_{1.2} := \min(K_{112}, K_{122}) = 0.459$$

$$K_{1.3} := \min(K_{113}, K_{123}) = 0.621$$

Предельное напряжение изгиба по формуле 1 [17]

$$\sigma_{i2} := K_{1.2} \cdot K_2 \cdot \sigma_d = 82.474 \text{ МПа}$$

$$\sigma_{i3} := K_{1.3} \cdot K_2 \cdot \sigma_d = 111.414 \text{ МПа}$$

Допускаемое опорное усилие от нагружения в меридиональном направлении по формуле 57 [17]:

$$F_{d2} := \frac{0.7 \cdot \sigma_{i2} \cdot \sqrt{D \cdot w} \cdot (w)}{K_{10} \cdot K_{12}} = 4.678 \times 10^5 \text{ Н}$$

Допускаемое опорное усилие от нагружения в окружном направлении по формуле 58 [17]:

$$F_{d3} := \frac{0.9 \cdot \sigma_{i3} \cdot \sqrt{D \cdot w} \cdot (w)}{K_{14} \cdot K_{16} \cdot K_{17}} = 1.429 \times 10^6 \text{ Н}$$

Условие прочности: по формуле 56 [17]

$$F_1 \leq \min(F_{d2}, F_{d3})$$

Проверка условия прочности:

$$\text{Проверка3} := \begin{cases} \text{"Условие прочности выполняется."} & \text{if } F_1 \leq \min(F_{d2}, F_{d3}) \\ \text{"Условие прочности НЕ выполняется."} & \text{otherwise} \end{cases}$$

$$\text{Проверка3} = \text{"Условие прочности выполняется."}$$

Эффективное осевое усилие от местных мембранных напряжений, действующих в области опоры по формуле 60 [17]:

$$F_e := F_1 \cdot \frac{\pi}{4} \cdot \sqrt{\frac{D}{w}} \cdot K_{13} \cdot K_{15} = 1.407 \times 10^4 \text{ Н}$$

Допускаемое осевое растягивающее усилие по формуле 13 [4]:

$$\varphi_T := 1$$

По прил.5 [4]:

$$F_d := \pi \cdot (D + s - c) \cdot (s - c) \cdot \sigma_d \cdot \varphi_T = 4.263 \times 10^6 \text{ Н}$$

По графику 7 [4]:

$$\varphi_3 := 0.97$$

Допускаемый изгибающий момент из условия прочности, Н*мм определяется по формуле 22 [4]:

$$M_{\Pi} := \frac{\pi}{4} \cdot D \cdot (D + s - c) \cdot (s - c) \cdot \sigma_d = 8.527 \times 10^8$$

					ФЮРА.УПГА.000.000.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		82

Допускаемый изгибающий момент из условия устойчивости, H^* мм определяется по формуле 23 [4]:

$$M_E := \frac{8.9 \cdot 10^{-5} \cdot E}{1.8} \cdot D^3 \cdot \left[\frac{100 \cdot (s - c)}{D} \right]^{2.5} = 7.821 \times 10^9$$

Допускаемый изгибающий момент, H^* мм определяем по формуле 21 [4]

$$M_d := \frac{M_{\Pi}}{\sqrt{1 + \left(\frac{M_{\Pi}}{M_E} \right)^2}} = 8.476 \times 10^8$$

Проверка условия устойчивости по формуле 59 [17]:

$$\frac{M_1}{M_d} + \frac{F_e}{F_d} \leq 1$$

$$0.037 \leq 1$$

условие устойчивости выполняется

Таким образом, подбираем седловую опору типа 2 для сосудов и аппаратов диаметром от 800 до 4000 мм, согласно табл. 29.12 [8].

По расчетам, произведенным в данном разделе, можно сделать вывод, что выбранные седловые опоры не оказывают на обечайку аппарата воздействий, которые могли бы привести к потере прочности и устойчивости теплообменника.

2.3.10 Требования к проектированию конструкции

По таблице 3 [18] принимаем максимальное расстояние между поперечными перегородками трубного пучка при наружном диаметре стальных теплообменных труб 25 мм:

$$\Lambda := 600 \text{ мм}$$

По таблице 2 [18] принимаем минимальную толщину поперечных перегородок трубного пучка для внутреннего диаметра кожуха 800 мм при расстоянии между ними 800 мм:

$$\psi_{\Pi\Pi} := 8 \text{ мм}$$

По таблице 4 [18] определяем диаметры поперечных перегородок трубного пучка для внутреннего диаметра кожуха 800 мм:

$$d_{\Pi\Pi} := 796 \text{ мм}$$

По таблице 9 [18] принимаем диаметр и минимальное число стяжек при внутреннем диаметре кожуха 800 мм:

$$d_c := 16 \text{ мм}$$

					ФЮРА.УПГА.000.000.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		83

$$N_c := 8$$

2.3.11 Принимаем прокладку

Принятая прокладка из паронита ПОН представлена на рисунке 2.16.

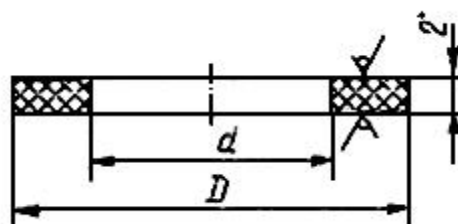


Рисунок 2.16 - Прокладка из паронита ПОН

Внешний диаметр прокладки:

$$D_1 := 867 \text{ мм}$$

Внутренний диаметр прокладки:

$$d := 820 \text{ мм}$$

Ширина прокладки:

$$\frac{D_1}{2} - \frac{d}{2} = 23.5 \text{ мм}$$

2.3.12 Ушки для строповки крышек

Принимаем по табл. 30.3 [8] 2 ушка. Ушки изображены на рисунке 2.17.

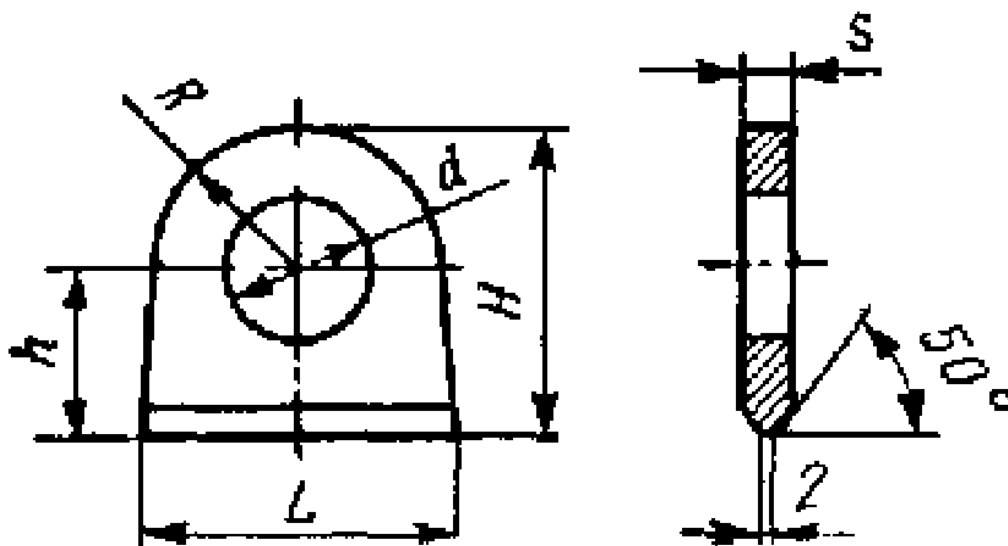


Рисунок 2.17 - Ушко 3-1-ГОСТ 13716-68

Грузоподъемность ушка составляет $G := 1 \cdot 10^2 \text{ МН}$

Длина основания, мм:

$$\underline{L} := 80$$

Высота ушка, мм:

$$\underline{H} := 80$$

Расстояние до центра отверстия, мм

$$h := 45$$

Диаметр отверстия, мм:

$$\underline{d} := 35$$

Радиус кривизны, мм:

$$\underline{R} := 36$$

Толщина ушка, мм:

$$\underline{s} := 12$$

					ФЮРА.УПГА.000.000.ПЗ	Лист
						85
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

2.4 Гидравлический расчет

Целью гидравлического расчета является определение мощности требуемого насоса.

2.4.1 Для трубного пространства:

Рассчитаем мощность, потребляемую двигателем насоса для перемещения теплоносителя из резервуара в теплообменник: [1, с.20]:

$$N = \frac{V \cdot \Delta P}{\eta}$$

N - мощность насоса, Вт

V - объемный расход, м³/с

ΔP - перепад давления в аппарате, Па

η - КПД насоса

$$\Delta P = \Delta P_{\text{тр}} + \Delta P_{\text{мс}} + \Delta P_{\text{h}}$$

$\Delta P_{\text{тр}}$ - потери на трение, Па

$\Delta P_{\text{мс}}$ - потери на преодоление местных сопротивлений, Па

ΔP_{h} - потери на высоту, Па

$$\Delta P = \lambda \cdot \frac{l}{d_{\text{вн}} \cdot 10^{-3}} \cdot \frac{\omega_2^2 \cdot \rho_2}{2} + \Sigma \zeta \cdot \frac{\omega_2^2 \cdot \rho_2}{2} + \rho_2 \cdot g \cdot h$$

l - длина труб, м

λ - коэффициент сопротивления трению

h - высота подъема теплоносителя, м

$\Sigma \zeta$ - суммарный коэффициент местного сопротивления

$$\lambda = \frac{0,316}{\text{Re}_2^{0,25}} = 0,023$$

$$h = 14,5 \text{ м}$$

$$g = 9,8 \text{ м/с}^2$$

Определим все коэффициенты местных сопротивлений по таблице XIII [1, с 520]

$$\Sigma \zeta = 1,5 + 1 + 2,5 + 1 + 1 + 1,5 = 8,5$$

(вход в камеру, вход в трубки, поворот на 180° между ходами, вход в трубку, выход из трубки, выход из камеры)

					ФЮРА.УПГА.000.000.ПЗ					
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата						
Выполнил	Белякова Е.О.				Гидравлический расчет		Лит.	Лист	Листов	
Провер.	Семакина О.К.						Д		86	3
							ТПУ ИШНПТ НОЦ Н.М. Кижнера Группа 4К51			
Н. Контр.										
Утверд.										

$$\Delta P = \lambda \cdot \frac{1 \cdot 10^{-3}}{d_{\text{вн}} \cdot 10^{-3}} \cdot \frac{\omega_2^2 \cdot \rho_2}{2} + \Sigma \zeta \cdot \frac{\omega_2^2 \cdot \rho_2}{2} + \rho_2 \cdot g \cdot h = 1,326 \cdot 10^5 \text{ Па}$$

Примем

$$\eta = 0,75$$

Рассчитаем мощность:

$$N = \frac{V_2 \cdot \Delta P}{1000 \cdot \eta} = 14,95 \text{ кВт}$$

2.4.1.1 Подбор насоса по рассчитанным данным для горячего теплоносителя

Высота всасывания:

$$H_{\text{вс}} = \frac{\Delta P}{\rho_2 \cdot g} = 15,432 \text{ м}$$

По рассчитанным данным подбираем насос по таблице 2.5 [1, с. 92].

Характеристики насоса и электродвигателя представлены в таблице 2.20.

Таблица 2.20 - Характеристики насоса и электродвигателя

Марка насоса	Производительность Q, м ³ /с	Столб жидкости Н, м	n, об/с	КПД насоса, η _н	Электродвигатель		
					Тип	Н _н , кВт	η _д
Х45/54	1,25 · 10 ⁻²	32,6	48,3	0,6	АО2-62-2	17	0,88

Исходя из расчета давления, которое может развить насос, примем, что давление магистрали 2.5 МПа, это означает, что рабочее давление в трубном пространстве такое же. Есть риск повышения давления, если перекрыть трубопровод после теплообменника, поэтому предусмотрены предохранительные клапана для сброса давления. Установка таких предохранителей целесообразней и экономичней, чем изготавливать цилиндрическую обечайку распределительной камеры большей толщины стенки.

2.4.2 Для межтрубного пространства:

Рассчитаем мощность, потребляемую двигателем насоса для перемещения теплоносителя из резервуара в теплообменник: [1, с.20]

$$\lambda = \frac{0,316}{\text{Re}_1^{0,25}} = 0,023$$

$$h = 14,5 \text{ м}$$

$$g = 9,8 \text{ м/с}^2$$

$$\Sigma \zeta = 1,5 + 2,5 + 2,5 + 1,5 = 8$$

					ФЮРА.УПГА.000.000.ПЗ			Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата				87

(вход в межтрубное пространство под углом 90°, поворот на 180°, еще поворот на 180°(2.5*n - число перегородок), выход из камеры)

$$\Delta P = \lambda \cdot \frac{l \cdot 10^{-3}}{d_n \cdot 10^{-3}} \cdot \frac{\omega_1^2 \cdot \rho_1}{2} + \Sigma \zeta \cdot \frac{\omega_1^2 \cdot \rho_1}{2} + \rho_1 \cdot g \cdot h = 1,294 \cdot 10^5 \text{ Па}$$

Примем

$$\eta = 0,7$$

Рассчитаем мощность:

$$N = \frac{V_1 \cdot \Delta P}{1000 \cdot \eta} = 16,428 \text{ кВт}$$

2.4.2.1 Подбор насоса по рассчитанным данным для холодного теплоносителя

Высота всасывания

$$H_{вс} = \frac{\Delta P}{\rho_1 \cdot g} = 15,422 \text{ м}$$

По рассчитанным данным подбираем насос по таблице 2.5 [1, с.92].

Характеристики насоса и электродвигателя представлены в таблице 2.21.

Таблица 2.21 - Характеристики насоса и электродвигателя

Марка насоса	Производительность Q, м³/с	Столб жидкости Н, м	n, об/с	КПД насоса, η _н	Электродвигатель		
					Тип	Н _н , кВ	η _д
X45/54	1,25 · 10 ⁻²	32,6	48,3	0,6	АО2-62-2	17	0,88

Исходя из расчета давления, которое может развить насос, примем, что давление магистрали 2.5 МПа, это означает, что рабочее давление в трубном пространстве такое же. Есть риск повышения давления, если перекрыть трубопровод после теплообменника, поэтому предусмотрены предохранительные клапана для сброса давления. Установка таких предохранителей целесообразней и экономичней, чем изготавливать цилиндрическую обечайку распределительной камеры большей толщины стенки.

2.5 Расчет тепловой изоляции

Теплообменник будет установлен на открытой площадке. Температуру окружающего воздуха примем $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$. В качестве теплоизоляции примем совелит. Определим суммарный коэффициент теплоотдачи в окружающую среду [1, с 210]:

Коэффициент теплоотдачи в окружающую среду:

$$\alpha = 9,74 + 0,07 \cdot \Delta t$$

Разность температур поверхности аппарата и окружающего воздуха (температура поверхности изоляции не должна превышать 40 °C [1]):

$$\Delta t = 20 - (-40) = 60\text{ }^{\circ}\text{C}$$

Тогда коэффициент теплоотдачи

$$\alpha = 9,74 + 0,07 \cdot 60 = 13,94 \text{ B}_T/\text{M}^2 \cdot \text{K}$$

Удельный тепловой поток

$$q_{\text{вд}} = \alpha \cdot \Delta t = 836,4 \text{ Вт/м}^2$$

Принимаем приближенно, что все термические сопротивления сосредоточены в слое изоляции:

$$\lambda = 0,098 \text{ B}_T/\text{M} \cdot \text{K}$$

$$T_{\text{паб}} = 100\text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$q_{yd} = \frac{\lambda}{\delta} \cdot (T_{\text{раб}} - (-40)) \text{ Вт/м}^2$$

Откуда толщина изоляции:

$$\delta_{\text{н}} = \frac{\lambda}{q_{\text{вн}}} \cdot (100 - (-40)) = 0.016 \text{ м}$$

где λ - коэффициент теплопроводности материала изоляции;

Т_{раб} – максимальная температура стенки кожуха, °С;

 $\delta_{\text{и}}$ - толщина теплоизоляции, м.

Принимаем толщину изоляции 16 мм.

					ФЮРА.УПГА.000.000.ПЗ				
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата					
Выполнил	Белякова Е.О.				Расчет тепловой изоляции	Лит.	Лист	Листов	
Провер.	Семакина О.К.					Д		89	1
						ТПУ ИШНПТ			
Н. Контр.						НОЦ Н.М. Кижнера			
Утверд.						Группа 4К51			

3. Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение

Целью раздела «Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение» является проектирование и создание конкурентоспособных разработок, технологий, отвечающих современным требованиям в области ресурсоэффективности и ресурсосбережения.

3.1 Потенциальные потребители результатов исследования

Для анализа потребителей результатов исследования необходимо рассмотреть целевой рынок и провести его сегментирование.

Целевой рынок – сегменты рынка, на котором будет продаваться в будущем разработка. В свою очередь, сегмент рынка – это особым образом выделенная часть рынка, группы потребителей, обладающих определенными общими признаками.

Сегментирование – это разделение покупателей на однородные группы, для каждой из которых может потребоваться определенный товар (услуга).

Можно применять географический, демографический, поведенческий и иные критерии сегментирования рынка потребителей, возможно применение их комбинаций с использованием таких характеристик, как возраст, пол, национальность, образование, любимые занятия, стиль жизни, социальная принадлежность, профессия, уровень дохода.

Для анализа потребителей результатов исследования необходимо рассмотреть целевой рынок и провести его сегментирование. В таблице 3.1 представлена карта сегментирования рынка по производству теплообменников.

Таблица 3.1- Карта сегментирования КТ

Размер завода	Вид теплообменника		
	ТН	ТК	ТУ
Малый завод	•		
Средний завод		○	
Крупный завод			✓
ООО «Завод Промэнерго»	ООО «Ремстроймаш»		«Кемеровохиммаш»
•	○		✓

3.2 SWOT-анализ

Качественный подход к описанию рисков заключается в детальном и последовательном рассмотрении содержательных факторов, несущих неопределенность, и завершается формированием причин основных рисков и мер по их снижению. Одной из методик анализа

					ФЮРА.УПГА.000.000.ПЗ			
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата				
Выполнил	Белякова Е.О.				Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение	Лит.	Лист	Листов
Провер.	Семакина О.К.					Д	90	22
						ТПУ ИШНПТ		
Н. Контр.						НОЦ Н.М. Кижнера		
Утверд.						Группа 4К51		

сильных и слабых сторон предприятия, его внешних, благоприятных возможностей и угроз является SWOT-анализ. Результаты SWOT-анализа представлены в таблице 3.2.

Таблица 3.2 – Матрица SWOT-анализа

	Сильные стороны проекта С1. Невысокая стоимость аппарата С2. Простота изготовления С3. Возможность работы с агрессивными средами	Слабые стороны проекта Сл1. Сложность очистки межтрубного пространства Сл2. Большое количество конкурентных производителей данного аппарата. Сл3. Отсутствует компенсация температурных деформаций
Возможности В1. Возможность работы с загрязнёнными средами В2. Возможность увеличения коэффициента теплоотдачи В3. Выход на международный рынок	Сильные стороны и возможности 1.Использование развитых поверхностей теплообмена как внутри труб, так и в межтрубном пространстве, за счет различных интенсификаторов 2.Использование подходящего рода фланцев	Слабые стороны и возможности 1.Создание новой технологии, которая бы обеспечила заинтересованность иностранных потребителей. 2.Привлечение новых заказчиков. 3.Рациональное распределение потоков может исключить механическую очистку межтрубного пространства.
Угрозы: У1. Угроза уменьшения коэффициента теплопроводности вследствие загрязнения наружной поверхности труб У2. Высокая конкуренция между производителями У3. Угроза смешивания теплообменных сред	Сильные стороны и угрозы 1.Использование подходящих прокладок. 2.Вероятность продвижение аппарата на мировой рынок за счет новизны технологии и снижения стоимости. 3.Использование подходящего рода крепления труб в трубной решетке	Слабые стороны и угрозы 1.Использование других конструкций аппарата, которые позволили бы очищать межтрубное пространство механическим путем 2.Снижение цен на выпускаемую продукцию. 3.Усовершенствование технологии, которая бы обеспечила заинтересованность иностранных потребителей

Основываясь на SWOT – анализе, можно сделать выводы, что для того, чтобы обеспечить конкурентоспособность, необходимо провести некоторые преобразования:

- 1) Использовать различного рода интенсификаторы для увеличения поверхностей теплообмена как внутри труб, так и в межтрубном пространстве
- 2) Создание новой технологии, которая бы обеспечила заинтересованность иностранных потребителей;

3.3 Планирование научно-исследовательских работ

3.3.1 Структура работ в рамках научного исследования

Для выполнения научных исследований формируется рабочая группа, в чей состав входят: бакалавр, в качестве инженера проекта, научный руководитель выпускной квалификационной работы. Составим перечень этапов и работ в рамках проведения научного исследования и проведем распределение исполнителей по видам работ (таблица 3.3)

Таблица 3.3 – Перечень этапов, работ и распределение исполнителей.

Основные этапы	№раб	Содержание работ	Должность исполнителя
1	2	3	4
Разработка технического задания	1	Составление и утверждение технического задания	Научный руководитель, инженер
Выбор направления исследований	2	Выбор направления исследований	Научный руководитель, инженер
	3	Подбор и изучение материалов по теме	Научный руководитель, инженер
	4	Календарное планирование дел по теме кожухотрубчатый теплообменник	Научный руководитель, инженер
Теоретические исследования	5	Проведение теоретических расчетов и обоснований	Инженер
Обобщение и оценка результатов	6	Оценка эффективности полученных результатов	Научный руководитель, инженер
	7	Определение целесообразности проведения ВКР	Научный руководитель, инженер

Продолжение таблицы 3.3.

Проведение ВКР			
Разработка технической документации и проектирование	8	На основе расчетов проектирование модели аппарата в КОМПАС 3D	Инженер
	9	Оценка эффективности производства и применения разработки	Инженер
	10	Разработка социальной ответственности по теме	Инженер
Оформление комплекта документации по ВКР	11	Составление пояснительной записки, оформление чертежей	Инженер

3.3.2 Определение трудоемкости выполнения работ

Трудоемкость выполнения научного исследования оценивается экспертным путем в человеко-днях и носит вероятностный характер, т.к. зависит от множества трудно учитываемых факторов.

Для определения, ожидаемого (среднего) значения трудоемкости $t_{ож\bar{i}}$ используется формула:

$$t_{ож\bar{i}} = \frac{3t_{min\bar{i}} + 2t_{max\bar{i}}}{5},$$

где $t_{ож\bar{i}}$ – ожидаемая трудоемкость выполнения i – ой работы, чел. – дн.;

$t_{min\bar{i}}$ – минимально возможная трудоемкость выполнения заданной

i – ой работы, чел. – дн.;

$t_{max\bar{i}}$ – максимально возможная трудоемкость выполнения заданной

i – ой работы (пессимистическая оценка: в предположении наиболее неблагоприятного стечения обстоятельств), чел. – дн.

Исходя из ожидаемой трудоемкости работ, определяется продолжительность каждой работы в рабочих днях T_{pi} , учитывающая параллельность выполнения работ несколькими исполнителями:

$$T_{pi} = \frac{t_{ожі}}{Ч_i},$$

где T_{pi} – продолжительность выполнения одной работы, раб.дн.;

$t_{ожі}$ – ожидаемая трудоемкость выполнения одной работы, чел. – дн;

$Ч_i$ – численность исполнителей, выполняющих одновременно одну и ту же работу на данном этапе, чел.

Результаты расчетов занесены в таблице 3.4.

Таблица 3.4 – Временные показатели проведения научного исследования

№ работы	Трудоемкость работы			Исполнители	Длительность работ в рабочих днях T_{pi}	Длительность в календарных днях T_{ki}
	t_{min} , чел дни	t_{max} , чел дни	$t_{ожі}$, чел дни			
1	1	1	1	Руководитель	1	1
2	6	8	7	Инженер	7	9
3	1	2	1	Руков., инженер	1	1
4	1	5	3	Инженер	3	3
5	12	16	14	Инженер	14	18
6	1	2	2	Руководитель	2	2
7	1	2	2	Руков., инженер	2	1
8	1	2	1	Инженер	1	2
9	20	24	22	Инженер	22	30
10	1	1	1	Руководитель	1	1
11	15	19	17	Инженер	17	23
Итого	60	82	71		71	91

На основании таблицы 3.4 построим календарный план-график, который наглядно показывает продолжительность работы исполнителей. План-график показан в таблице 3.5

3.3.3 Разработка графика проведения научного исследования

При выполнении дипломных работ студенты становятся участниками сравнительно небольших по объему научных тем, поэтому наиболее удобным и наглядным является построение ленточного графика проведения научных работ в форме диаграммы Ганта.

Диаграмма Ганта – это горизонтальный ленточный график, на котором работы по теме представляются протяженными во времени отрезками, характеризующимися датами начала и окончания выполнения данных работ.

Для удобства построения графика, длительность каждого из этапов работ из рабочих дней следует перевести в календарные дни. Для этого необходимо воспользоваться формулой:

$$T_{ki} = T_{pi} \cdot k_{\text{кал}},$$

где T_{ki} – продолжительность выполнения i – й работы в календарных днях;

T_{pi} – продолжительность выполнения i – й работы в рабочих днях;

$k_{\text{кал}}$ – коэффициент календарности.

Коэффициент календарности определяется по формуле :

$$k_{\text{кал}} = \frac{T_{\text{кал}}}{T_{\text{кал}} - T_{\text{вых}} - T_{\text{пр}}},$$

где $T_{\text{кал}}$ – количество календарных дней в году;

$T_{\text{вых}}$ – количество выходных дней в году;

$T_{\text{пр}}$ – количество праздничных дней в году.

Таким образом:

$$k_{\text{кал}} = \frac{T_{\text{кал}}}{T_{\text{кал}} - T_{\text{вых}} - T_{\text{пр}}} = \frac{365}{365 - 104 - 14} = 1,48.$$

Таблица 3.5 – План-график проведения работы по теме «Установка получения гидроксида аммония с разработкой теплообменного оборудования»

№ ра бо ты	Вид работы	Исполнители	Ткї, кал.дн.	Продолжительность выполнения работ											
				февраль			март			апрель			май		
				1	2	3	1	2	3	1	2	3	1	2	3
1	Составление технического задания	Руководитель	1												
2	Изучение материалов	Инженер	9												
3	Выбор направления исследования	Руководитель, инженер	1												
4	Планирование работ	Инженер	3												
5	Проведение расчетов	Инженер	18												
6	Проверка расчетов	Руководитель	2												
7	Оценка результатов	Руководитель, инженер	1												

Продолжение таблицы 3.5.

[illegible]

Руководитель



Инженер



3.3.4 Бюджет научного исследования

В процессе формирования бюджета НТИ используется следующая группировка затрат по статьям:

- материальные затраты НТИ;
- затраты на оборудование;
- основная заработная плата исполнителей темы;
- дополнительная заработная плата исполнителей темы;
- отчисления во внебюджетные фонды (страховые отчисления);
- накладные расходы.

					<p style="text-align: center;">ФЮРА.УПГА.000.000.ПЗ</p>	Лист
						97
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

В процессе формирования бюджета НТИ используется следующая группировка затрат по статьям: материальные затраты НТИ; затраты на оборудование; основная заработная плата исполнителей темы; дополнительная заработная плата исполнителей темы; отчисления во внебюджетные фонды (страховые отчисления); накладные расходы.

В таблице 3.6 рассмотрим подробнее статьи материальных затрат.

Таблица 3.6 — Сырье, материалы, комплектующие изделия и покупные полуфабрикаты.

Наименование	Кол-во	Цена за единицу, руб	Сумма, руб
Тетрадь	2 шт	40	80
Ручка	7 шт	30	210
Карандаш	4 шт	25	100
Картридж для принтера	1шт	600	600
Бумага	1шт	300	300
Всего за материалы			1290
Транспортно-заготовительные расходы (3-5%)			55
Итого по статье			1345

Для проведения расчетов, проектирования и оформления чертежей необходимо соответствующее оборудование, что отражено в таблице 3.7.

Таблица 3.7 — Расчет затрат по статье «Спецоборудование для научных работ»

№ п/п	Наименование оборудования	Кол-во единиц оборудования	Цена единицы оборудования, тыс. руб	Общая стоимость оборудования, тыс. руб
1	ПО Microsoft office	1	1,557	1.557
2	Mathcad Application	1	30.000	30.000
3	КОМПАС 3D	1	32.900	32.900

Затраты по таблице 3.7 не учитываются по причине того, что оборудование и программное обеспечение было приобретено ранее.

Статья заработной платы исполнителей темы включает основную заработную плату работников, непосредственно занятых выполнением НТИ, (включая премии и доплаты) и

дополнительную заработную плату. Также включается премия, выплачиваемая ежемесячно из фонда заработной платы в размере 20 – 30 % от тарифа или оклада:

$$З_{\text{зп}} = З_{\text{осн}} + З_{\text{доп}},$$

где $З_{\text{осн}}$ – основная заработная плата;

$З_{\text{доп}}$ – дополнительная заработная плата (12-20 % от $З_{\text{осн}}$).

Основная заработная плата ($З_{\text{осн}}$) руководителя от предприятия рассчитывается по следующей формуле:

$$З_{\text{осн}} = З_{\text{зн}} \cdot T_p,$$

где $З_{\text{осн}}$ – основная заработная плата одного работника;

T_p – продолжительность работ, выполняемых научно-техническим работником, раб. дн.

Среднедневная заработная плата рассчитывается по формуле:

$$З_{\text{зн}} = \frac{З_{\text{м}} \cdot M}{F_{\text{д}}},$$

где $З_{\text{м}}$ – месячный должностной оклад работника, руб.;

M – количество месяцев работы без отпуска в течение года:

при отпуске в 24 раб.дня $M = 11,2$ месяца, 5-дневная неделя;

при отпуске в 48 раб.дней $M = 10,4$ месяца, 6-дневная неделя;

$F_{\text{д}}$ – действительный годовой фонд рабочего времени научно-технического персонала, раб.дн.

В таблице 3.8 приведен баланс рабочего времени каждого работника НТИ.

Таблица 3.8 – Баланс рабочего времени

Показатели рабочего времени	Руководитель	Инженер
календарное количество дней	365	365
Количество не рабочих дней: выходные дни	44	48
праздничные дни	14	14
Издержки рабочего времени: отпуск	56	28
невыходы по болезни	2	2
Действительный фонд рабочего времени	249	273

Месячный должностной оклад работника:

$$З_{\text{м}} = З_{\text{тс}} * k_p$$

где $Z_{\text{тс}}$ – заработная плата по окладу, руб.;

k_p – районный коэффициент, равный 1,3 для Томска.

Расчет основной заработной платы приведен в таблице 3.8

Основная заработная плата руководителя (преподавателя ТПУ) с учетом должности доцента и степени кандидата технических наук, и заработная плата инженера в роли студента без районного коэффициента, руб.:

Основная заработная плата рабочих:

- при 5 рабочих днях руководителя: 9139,5 руб.;

- при 65 рабочих днях инженера: 90135,5 руб.

Таблица 3.9– Расчет основной заработной платы

Исполнители	Зок, руб.	k_p	Зм, руб.	Здн, руб	Тр, раб.дн.	Зосн, руб.
Руководитель	33664	1.3	43763,2	1827,9	5	9139,5
Инженер	26000		33800	1386,7	65	90135,5
Итого						99275

Дополнительная заработная плата

Расчет дополнительной заработной платы проводится по надлежащей формуле:

$$З_{\text{доп}} = З_{\text{осн}} * k_{\text{доп.}}$$

где $k_{\text{доп}}$ – коэффициент дополнительной заработной платы принимаем 0,12 из диапазона 0,12 – 0,15;

$Z_{\text{доп}}$ руководителя: 1096 руб.;

$Z_{\text{доп}}$ инженера: 10816 руб. В сумме $Z_{\text{доп}} = 11912$ руб.

В итоге заработная плата работников рассчитывается по формуле:

$$З_{\text{ит}} = З_{\text{осн}} + З_{\text{доп.}}$$

для руководителя: 10235,5 руб.;

для инженера: 100951 руб.

В статье расходов – отчисления во внебюджетные фонды (страховые отчисления) отражаются обязательные отчисления по установленным законодательством Российской Федерации нормам органам государственного социального страхования (ФСС),

					ФЮРА.УПГА.000.000.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		100

пенсионного фонда (ПФ) и медицинского страхования (ФФОМС) от затрат на оплату труда работников.

Величина этих отчислений определяется по следующей формуле:

$$З_{внеб} = k_{внеб} \cdot (З_{осн} + З_{доп}),$$

где $k_{внеб}$ – коэффициент отчислений на уплату во внебюджетные фонды (пенсионный фонд, фонд обязательного медицинского страхования и пр.).

Тарифы страховых взносов в 2018 году остались на прежнем уровне в соответствии с постановлением Правительства РФ от 26.11.2015 № 1265, т. е. есть общий совокупный тариф все также составляет 27,1%.

Отчисления во внебюджетные фонды представлены в таблице 3.10.

Таблица 3.10 - Отчисления во внебюджетные фонды

Участник	Основная заработная плата, руб.	Дополнительная заработная плата, руб.
Руководитель проекта	9139,5	1096
Инженер-дипломник	90135,5	10816
Коэффициент отчислений во внебюджетные фонды	27,1%	
Итого, руб.	руководитель: 2773; дипломник: 27358	
В сумме	30131 руб.	

Накладные расходы учитывают прочие затраты организации, не попавшие в предыдущие статьи расходов: печать и ксерокопирование графических материалов, оплата услуг связи, электроэнергии, транспортные расходы и т.д. Их величина определяется по следующей формуле:

$$З_{накл} = (\text{сумма статей 1 ÷ 5}) \cdot k_{нр},$$

где $k_{нр}$ – коэффициент, учитывающий накладные расходы.

Величину коэффициента накладных расходов $k_{нр}$ допускается взять в размере 16%.

Рассчитанная величина затрат научно-исследовательской работы является основой для формирования бюджета затрат проекта, который при формировании договора с заказчиком защищается научной организацией в качестве нижнего предела затрат на разработку научно-технической продукции.

Определение бюджета затрат на научно-исследовательский проект приведен в таблице 3.11.

Таблица 3.11 - Определение бюджета затрат на научно-исследовательский проект.

Наименование статьи	Сумма, руб.	Примечание
	Исп.1	
1. Материальные затраты НТИ	1345	Табл. 3.8
2. Затраты на специальное оборудование для научных (экспериментальных) работ	-	-
3. Затраты по основной заработной плате исполнителей темы	99275	Табл.3.9
4. Затраты по дополнительной заработной плате исполнителей темы	11912	-
5. Отчисления во внебюджетные фонды	30131	Табл.3.10
6. Затраты на научные и производственные командировки	-	-
7. Контрагентские расходы	-	-
8. Накладные расходы	22826	16 % от суммы ст. 1-7
9. Бюджет затрат НТИ	165489	Сумма ст. 1- 8

3.4 Расчёт производственной мощности

Под производственной мощностью химического предприятия (производства, цеха) понимается максимально возможный годовой выпуск готовой продукции в номенклатуре и ассортименте, предусмотренных на плановый период при наилучшем использовании производственного оборудования, площадей в результате внедрения инноваций или проведения организационно-технических мероприятий.

$$M = P_{\text{час.}} * T_{\text{эф.}} * K_{\text{об.}}$$

$$M = 78930 * 8584,8 * 1 = 677600000 \text{ кг/год}$$

Производственная мощность 677600 т/год

где $P_{\text{час.}}$ - часовая производительность оборудования в натуральных единицах;

$T_{\text{эф.}}$ - эффективный фонд времени работы оборудования (час.);

$K_{\text{об.}}$ - количество однотипного оборудования, установленного в цехе. Эффективный фонд времени оборудования:

$$T_{\text{эфф}} = T_{\text{ном.}} - T_{\text{ппр}} - T_{\text{то}}$$

$$T_{\text{эфф}} = 365 - 7,3 - 0 = 357,7$$

где $T_{\text{ном.}}$ - номинальный фонд работы оборудования;

$T_{\text{ппр}}$ - время простоя в ремонтах за расчетный период;

					ФЮРА.УПГА.000.000.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		102

ТТО - время технологических остановок.;

$$T_{\text{ном}} = T_{\text{кал}} - T_{\text{вых}} - T_{\text{пр}}$$

$$T_{\text{ном}} = 365 - 0 - 0 = 365$$

где $T_{\text{вых}}$ - количество выходных дней в году;

$T_{\text{пр}}$ - количество праздничных дней в году.

Для анализа использования оборудования рассчитываем экстенсивный и интенсивный коэффициенты.

Коэффициент экстенсивного использования оборудования равен

$$K_{\text{экс.}} = T_{\text{эф}} / T_{\text{н}}$$

$$K_{\text{экс.}} = \frac{8584,8}{8760} = 0,98$$

Коэффициент интенсивного использования оборудования равен

$$K_{\text{инт}} = Q_{\text{пп}} / Q_{\text{мах}}$$

$$K_{\text{инт}} = \frac{78930}{80114} = 0,985$$

где $Q_{\text{пп}}$ - производительность единицы оборудования в единицу времени; $Q_{\text{мах}}$ - максимальная производительность в единицу времени.

Интегральный коэффициент использования мощности:

$$K_{\text{им}} = K_{\text{экт}} / K_{\text{и}}$$

$$K_{\text{им}} = \frac{0,98}{0,985} = 0,995$$

Таблица 3.12 - Баланс рабочего времени оборудования

Показатели	Количество дней (часов)
Календарный фонд времени	365 (8760)
Режимные потери рабочего времени <ul style="list-style-type: none"> • выходные • праздники 	0 (0) 0 (0)
Номинальный фонд рабочего времени	365 (8760)
Простой оборудования в ремонтах	7,3 (175,2)
Эффективное время работы оборудования за год	357,7 (8584,8)

Для определения фактического выпуска продукции рассчитывается производственная программа ($N_{\text{год}}$):

$$N_{\text{год}} = K_{\text{им}} * M$$

$$N_{\text{год}} = 0,995 * 677600 = 674212 \text{ т/год}$$

Вывод: максимально возможный годовой выпуск – 677600 т/год; действительный выпуск продукции – 674212 т/год. Установка работает на неполную мощность, степень загрузки равна 99,5%

3.5 Расчет себестоимости готовой продукции по действующему производству

1) Расчет годового фонда заработной платы цехового персонала

Таблица 3.13 - Расчет численности персонала

Наименование должности	Категория	Тарифный разряд	Число штатных единиц	Количество смен в сутках
Главный технолог	ИТР	Высшее	1	1
Механик установки	ИТР	Высшее	1	1
Энергетик	ИТР	Высшее	1	1
Инженер КИП	ИТР	Высшее	1	1
Итого:			4	
Старший оператор	Производственный рабочий	6 разр.	4	2
Оператор установки	Производственный рабочий	5 разр.	8	2
Итого:			12	
Дежурный слесарь по ремонту	Ремонтный персонал	4 разр.	8	2
Итого:			8	
Итого:			24	

2) Расчет баланса эффективного годового времени одного среднеспособного работника (таблица 3.14).

Таблица 3.14 – Баланс эффективного годового времени одного среднесписочного работника

№	Показатели	Дни	Часы
1.	Календарный фонд рабочего времени	365	8760
2.	Нерабочие дни	0	0
3.	Номинальный фонд рабочего времени	365	8760
4.	Планируемые не выходы <ul style="list-style-type: none"> • Очередные и дополнительные отпуска • Невыходы по болезни • Декретные отпуска • Отпуск в связи с учебой без отрыва от производства • Выполнение гос. обязанности 	36 3 - - 3	864 72 - - 72
5.	Эффективный фонд рабочего времени	323	7752

3) Общий фонд заработной платы рабочих за год:

$$З_{\text{год}} = З_{\text{осн}} + З_{\text{доп}}$$

где $З_{\text{осн}}$ - основной фонд заработной платы рабочих, тыс. руб;

$З_{\text{доп}}$ - дополнительный фонд заработной платы рабочих, тыс. руб.

Основной фонд заработной платы для рабочих повременников:

$$З_{\text{осн}} = З_{\text{тар}} + Пр + Д_{\text{н.вр}} + Д_{\text{пр.дни}} + Д_{\text{бриг}}$$

где $З_{\text{тар}}$ - тарифный фонд заработной платы, тыс. руб;

Пр - оплата премий, тыс. руб;

$Д_{\text{н.вр}}$ - доплата за работу в ночное время, тыс. руб;

$Д_{\text{пр. дни}}$ - доплата за работу в праздничные дни, тыс. руб;

$Д_{\text{бриг}}$ - доплата не освобожденным бригадирам, тыс. руб.

Тарифный фонд заработной платы:

$$З_{\text{тар}} = \sum Ч_{\text{сп}} * Т_{\text{ст}} * Т_{\text{эф.раб}}$$

где $Ч_{\text{сп}}$ - списочная численность рабочих данного разряда, чел.;

$Т_{\text{сп}}$ - дневная тарифная ставка данного разряда, тыс. руб.

Размер премий принимаем равным 20-70 % от тарифного фонда заработной платы.

По отношению к тарифному фонду заработной платы доплата за праздничные дни составит 40 %.

Дополнительная зарплата (Здоп):

$$З_{доп} = (Д_n * З_{осн}) / Т_{эфф}$$

где Д_н - количество дней невыхода на работу по планируемым причинам (отпуск, ученические, гособязанности).

Районный коэффициент для г. Томска - 1,3. Отчисления на социальные нужды на зарплату - 30 % от (ЗОСН+Здоп).

					ФЮРА.УПГА.000.000.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		106

3.6 Расчет затрат на производство продукции

3.6.1 Расчет годовой потребности в сырье и материалах

Определение затрат на сырье и материалы производим исходя из принятого объема производства, удельных норм расхода сырья и материалов и планово-заготовительных цен.

Таблица 3.15 – Расчет годовой потребности в материалах

Наименование сырья	Ед.изм	Цена, тыс. руб	Расход, т		Сумма затрат, тыс. руб	
			На единицу готовой продукции	На весь объем производства	На единицу готовой продукции	На весь объем производства
Жидкий аммиак	т	22	0,2	674212	4,4	14832664

3.6.2 Расчет амортизационных отчислений

Для расчета амортизационных отчислений необходимо учесть:

- полную стоимость зданий;
- полную стоимость оборудования;
- нормы амортизационных отчислений.

Расчет амортизационных отчислений представлен в табл. 3.16.

Таблица 3.16 – расчет амортизационных отчислений

Наименование основных средств	Стоимость, тыс. руб.	Норма амортизации, %	Годовые амортизационные отчисления, тыс. руб.
1. Здания			
1.1 Цех по производству	5000	5	250
1.2 Операторная	6000	5	300
Итого:			550
2. Оборудование			
2.1 Генератор-ректификатор	100000	10	10000
2.1 Теплообменник	60000	10	6000
2.3 Дефлегматор	40000	10	4000
2.4 Сепаратор	20000	10	2000
2.5 Насос	300	10	300
Итого:	220300		22300
Итого общее:	231300		22850

3.7 Калькуляция себестоимости на производство и реализацию продукции при заданном объеме производства (674212 т/год)

Таблица 3.17 - Калькуляция себестоимости на производство и реализацию продукции при заданном объеме производства 674212 т/год

Статьи затрат	Единицы измерения	Затраты тыс. руб.	
		На 1 т.	На весь год
1. Сырье	Тыс. руб.	22	14832664
2. Энергия на технологические нужды	Тыс. руб.	22,5	15169770
3. З/П основных произв. рабочих	Тыс. руб.	0,0318	21452,2
4. Отчисления на СН(30%)	Тыс. руб.	0,0095	6405,01
Итого условно-переменных издержек	Тыс. руб.	44,5413	30030291,2
5. Общепроизводственные накладные расходы	Тыс. руб.		
5.1.РСЭО:	Тыс. руб.		
-Амортизация оборудования	Тыс. руб.	0,033	22300
-Ремонт оборудования	Тыс. руб.	0,0082	5575
-Заработная плата ремонтного персонала	Тыс. руб.	0,0123	8309,64
-Отчисления на соц.нужды ремонтного персонала(30%)	Тыс. руб.	0,0037	2492,89
5.2 Заработная плата ИТР	Тыс. руб.	0,0151	10224,9
-Отчисления на соц.нужды ИТР(30%)	Тыс. руб.	0,0045	3067,47
Итого условно-постоянных издержек	Тыс. руб.	0,038	51969,9
Цеховая (производственная) себестоимость (1+2+3+4+5)	Тыс. руб.	44,618	30082261,1
6. Управленческие расходы (5% от цеховой себестоимость)	Тыс. руб.	2,2309	1504113,06
Заводская себестоимость(цеховая себестоимость + стр.6)	Тыс. руб.	46,742	31586374,2
7. Коммерческие расходы (1% от заводской себестоимость)	Тыс. руб.	0,46742	315863,742
Полная себестоимость (заводская себестоимость + стр.7)	Тыс. руб.	47,21	31902237,9
Условно-переменные издержки	Тыс. руб.	44,5413	30030291,2
Условно-постоянные издержки	Тыс. руб.	2,6687	1871946,7

3.8 Определение цены готовой продукции

Цену продукта определяем по формуле:

$$Ц = C * (1 + P/100),$$

где С - полная себестоимость единицы готовой продукции;

Р - рентабельность продукции (%).

Рентабельность продукции можно принять от 10% до 25%.

$$Ц = 47,21 * 1,2 = 56,65 \text{ тыс. руб./т}$$

3.8.1 Анализ безубыточности по действующему производству

Цель анализа - определение точки безубыточности, т.е. минимального объема продаж, начиная с которого предприятие не несет убытков. В точке безубыточности выручка от продажи продукции ($B_{пр}$) равна общим затратам на производство и реализацию продукции:

Определение точки безубыточности:

1. Аналитическим способом:

$$Q_{кр} = \frac{Изд_{пост}}{Ц_{1гп} - Изд_{1гп}}$$

$$Q_{кр} = \frac{1871946,7}{56,65 - 44,5413} = 154595 \text{ т.}$$

где Ц_{1ГП} - цена единицы готовой продукции (1 тонны);

Изд_{1ГП} - удельные переменные издержки (переменные издержки на единицу готовой продукции - 1 тонну).

2. Графическим способом:

Графически точка безубыточности определяется согласно рисунку 3.1.

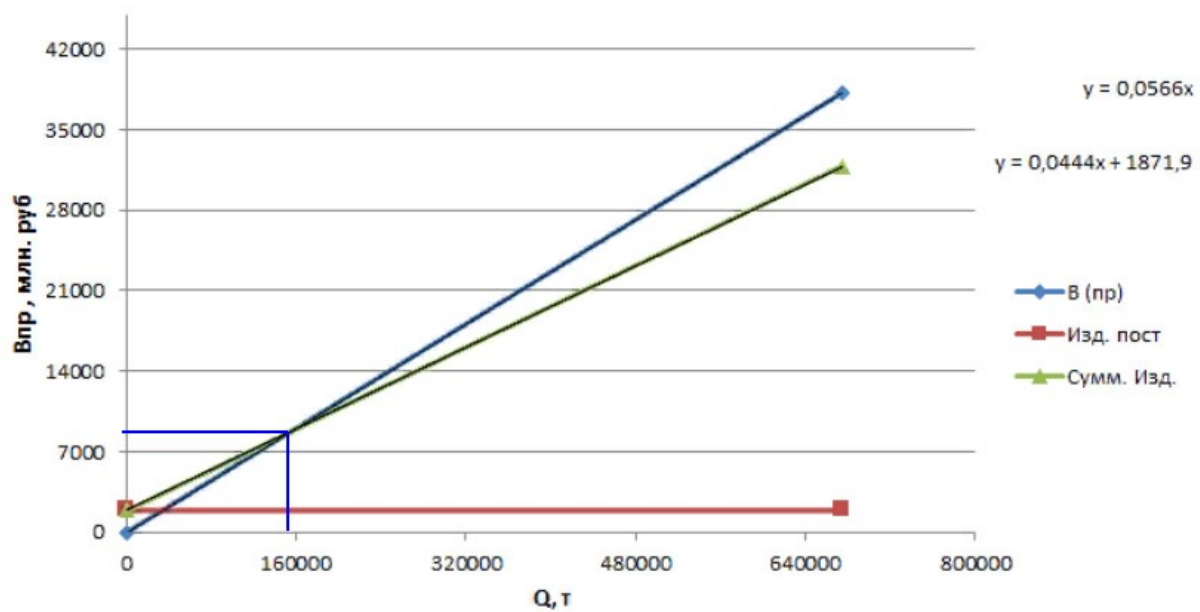


Рисунок 3.1 – График безубыточности

$Q_{кр} = 8750$ тыс.руб.

$Q_{кр} = 154,3$ тыс.т

3.9 Определение технико-экономических показателей

Таблица 3.18 - Техничко-экономические показатели

Наименование показателя	Ед. изм.	Отчетный год
1. Объем производства	Тыс. т	674,212
2. Объем продаж	Тыс. т	674,212
3. Цена 1 тонны	Тыс. руб.	56,65
4. Выручка от продажи (2*3)	Тыс. руб.	38194109,8
5. Суммарные издержки	Тыс. руб.	31902237,9
5.1. Издержки переменные	Тыс. руб.	30030291,2
5.2. Издержки постоянные	Тыс. руб.	1871946,7
6. Операционная прибыль	Тыс. руб.	6291871,9
7. Налог на прибыль (6*20%)	Тыс. руб.	1258374,38
8. Чистая прибыль (6-7)	Тыс. руб.	6166034,52
9. Себестоимость 1 тонны	Тыс. руб.	47,21
10. Стоимость основных средств	Тыс. руб.	2313000
11. Численность основных рабочих	Чел.	24
12. Фондовооруженность (10/11)	Тыс. руб./чел.	9637,5
13. Фондоотдача(4/10)	Руб./руб.	16,5
14. Фондоемкость (10/4)	Руб./руб.	0,06
15. Производительность труда (4/11)	Тыс. руб./чел.	1591421,24
16. Рентабельность производства (8*100%/5)	%	19,3
17. Рентабельность продаж (8*100%/4)	%	16,1
18. Критический объем продаж (Qкр.)	Тыс. т	154,3
19. Критический объем продаж (Qкр.)	Тыс. руб.	8750

4. Социальная ответственность

В данной дипломной работе производится расчет теплообменного оборудования для установки получения гидроксида аммония. Обеспечение безопасности условий работы достигается путем поддержания оборудования и технических средств в исправном состоянии, своевременным ремонтом, герметизацией аппаратов, поддержанием режима, утвержденного в технологическом регламенте для установки.

Область применения для данного кожухотрубчатого теплообменника – азотная промышленность.

Производственная безопасность представляет собой систему организационных мероприятий и технических средств, уменьшающих вероятность воздействия на персонал опасных производственных факторов, вредных воздействий технологических процессов, энергии, средств, предметов, условий и режимов труда до приемлемого уровня. Необходимо выявить вредные и опасные производственные факторы, которые могут возникать при разработке и эксплуатации данных аппаратов.

4.1 Правовые и организационные вопросы обеспечения безопасности

Законодательство РФ об охране труда основывается на Конституции РФ и состоит из федерального закона, других федеральных законов и иных нормативных правовых актов субъектов РФ. Среди них можно выделить федеральный закон “Об обязательном социальном страховании от несчастных случаев на производстве и профессиональных заболеваний”. Для реализации этих законов приняты Постановления Правительства РФ “О государственном надзоре и контроле за соблюдением законодательства РФ о труде и охране труда”, “О службе охраны труда”, “О Федеральной инспекции труда” и др. [24].

Управление охраной труда осуществляет блок федеральных органов исполнительной власти, руководимый Министерством здравоохранения и социального развития Российской Федерации (Минздравсоцразвития). Оно осуществляет функции государственной политики и нормативно-правовому регулированию в сфере здравоохранения и социального развития, социального страхования, условий и охраны труда и т. д.

					ФЮРА.УПГА.000.000.ПЗ		
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата			
Выполнил	Белякова Е.О.				Социальная ответственность	Лит.	Лист
Провер.	Семакина О.К.					л	112
							10
Н. Контр.						ТПУ ИШНПТ НОЦ Н.М. Кижнера Группа 4К51	
Утверд.							

Функции по контролю и надзору, которые ранее осуществлялись Санэпиднадзором Минздрава России, переданы Федеральной службе по надзору в сфере защиты прав потребителей и благополучия человека (Роспотребнадзор).

Федеральная служба по труду и занятости (Роструд) осуществляет функции по надзору и контролю в сфере труда, а также государственный надзор и контроль за соблюдением, в частности, трудового законодательства и нормативных правовых актов, содержащих нормы трудового права; установленного порядка расследования и учета несчастных случаев на производстве.

Федеральное агентство по здравоохранению и социальному развитию (Росздрав) организует деятельность по установлению связи заболевания с профессией, государственной службы медико-социальной экспертизы и др.

Федеральная служба по надзору в сфере здравоохранения и социального развития (Росздравнадзор) осуществляет контроль за порядком организации осуществления медико-социальной экспертизы; порядком установления степени утраты профессиональной трудоспособности в результате несчастных случаев на производстве и профессиональных заболеваний и др.

Федеральная служба по надзору в сфере защиты прав потребителей и благополучия человека (Роспотребнадзор) — государственный санитарно-эпидемиологический надзор за соблюдением санитарного законодательства; организует деятельность системы санитарно-эпидемиологической службы РФ. В федеральном законе “О пожарной безопасности” (1994) определяются общие правовые, экономические и социальные основы обеспечения пожарной безопасности в России, дается регулирование отношений между органами государственной власти, органами местного самоуправления, предприятиями, организациями, крестьянскими хозяйствами и иными юридическими лицами независимо от форм собственности. Федеральный закон “О промышленной безопасности опасных производственных объектов” (1997) определяет правовые, экономические и социальные основы обеспечения безопасной эксплуатации опасных производственных объектов и направлен на предупреждение аварий на опасных производственных объектах и обеспечение готовности организаций к локализации последствий аварий.

Федеральный закон “О радиационной безопасности населения” (1995) характеризует правовые основы обеспечения радиационной безопасности населения в целях охраны его здоровья.

4.2 Производственная безопасность

Производственная безопасность представляет собой систему организационных мероприятий и технических средств, уменьшающих вероятность воздействия на персонал опасных производственных факторов, вредных воздействий технологических процессов, энергии, средств, предметов, условий и режимов труда до приемлемого уровня. Необходимо выявить вредные и опасные производственные факторы, которые могут возникать при разработке и эксплуатации данного прибора. Выбор факторов производится с использованием [25]. Выявленные факторы перечислены в таблице 4.1.

Таблица 4.1 - Опасные и вредные факторы при разработке, изготовлении и эксплуатации кожухотрубчатого теплообменника

Факторы (ГОСТ 12.0.003-2015)	Этапы работ			Нормативные документы
	Разработка	Изготовление	Эксплуатация	
1.Повышенный уровень шума;	+	+	+	ГОСТ 12.4.011-89 (ССБТ). Средства защиты работающих. Общие требования и классификация
2.Повышенный уровень вибрации;		+	+	ГОСТ 26568-85. Вибрация. Метод и средства защиты. Классификация
3.Электрический ток;		+	+	ГОСТ 12.4.011-89 (ССБТ). Средства защиты работающих. Общие требования и классификация
4.Повышенная температура поверхности оборудования;		+	+	ГОСТ 12.2.003–91 ССБТ. Оборудование производственное. Общие требования безопасности. ГОСТ 14202-69. Трубопроводы промышленных предприятий. Опознавательная окраска, предупреждающие знаки и маркировочные щитки.

Анализ выявленных вредных факторов при изготовлении и эксплуатации проектируемого кожухотрубчатого теплообменника

Производственное оборудование должно обеспечивать безопасность работающих при монтаже (демонтаже), вводе в эксплуатацию и эксплуатации как в случае автономного использования, так и в составе технологических комплексов при соблюдении требований (условий, правил), предусмотренных эксплуатационной документацией [26].

Повышенный уровень шума

Шум непосредственно связан с вибрацией. В теплообменнике проходят потоки воды, при этом поток многократно меняет своё направление, постоянно ударяясь о стенки и перегородки аппарата. Кроме того, основной шум создают насосы, которые и перекачивают потоки горячей и холодной воды.

Шум и вибрация не только ухудшают самочувствие человека и снижают производительность труда в среднем на 10-15%, но и очень часто приводят к профессиональным заболеваниям. Физиопатологические последствия могут проявляться в форме нарушения слуха и других анализаторов.

Шумы создаются работающими приборами, вентиляторами. В большинстве случаев технически трудно снизить шум до очень малых уровней, поэтому при нормировании исходят не из оптимальных, а из терпимых условий, т.е. таких, когда вредное действие шума на человека не проявляется или проявляется незначительно. Нормирование допустимых уровней звукового давления производится в соответствии с [27]. По данному ГОСТу уровень звука в производственных помещениях не должен превышать 85 дБА.

В качестве средств индивидуальной защиты от шума в зависимости от конструктивного исполнения используются [27]:

- противошумные наушники, закрывающие ушную раковину снаружи;
- противошумные вкладыши, перекрывающие наружный слуховой проход или прилегающие к нему;
- противошумные шлемы и каски; противошумные костюмы.

Повышенный уровень вибрации

Появление данного вредного фактора вызвано тем, что через кожухотрубчатый теплообменник проходят потоки воды со скоростью от 0,6 до 1 м/с. При этом поток многократно меняет своё направление, постоянно ударяясь о стенки и перегородки аппарата. Вследствие этого возникает вибрация. Под воздействием вибрации может возникать усталость, а как следствие низкий уровень производительности труда оператора.

Режим труда должен устанавливаться при показателе превышения вибрационной нагрузки на оператора не менее 1 дБ (в 1,12 раза), но не более 12 дБ (в 4 раза). При показателе

					ФЮРА.УПГА.000.000.ПЗ	Лист
						115
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

превышения более 12 дБ (в 4 раза) запрещается проводить работы и применять машины, генерирующие такую вибрацию [28].

Основным способом обеспечения вибробезопасности должно быть создание и применение вибробезопасных машин.

Создание вибробезопасных машин должно обеспечиваться применением методов, снижающих вибрацию в источнике возбуждения.

Анализ выявленных опасных факторов при изготовлении и эксплуатации проектируемого кожухотрубчатого теплообменника.

Электрический ток

При сборке, настройке, подключении и эксплуатации разрабатываемого устройства возможно поражение электрическим током, что является опасным фактором

Согласно требованиям конструкция производственного оборудования, приводимого в действие электрической энергией, должна включать устройства (средства) для обеспечения электробезопасности.

Технические средства и способы обеспечения электробезопасности (например, ограждение, заземление, зануление, изоляция токоведущих частей, защитное отключение и др.) должны устанавливаться в стандартах и технических условиях на производственное оборудование конкретных групп, видов, моделей (марок) с учетом условий эксплуатации и характеристик источников электрической энергии.

Производственное оборудование должно быть выполнено так, чтобы исключить накопление зарядов статического электричества в количестве, представляющем опасность для работающего, и исключить возможность пожара и взрыва .

- Основные способы и средства электрозащиты:
- изоляция токопроводящих частей и ее непрерывный контроль;
- установка оградительных устройств;
- предупредительная сигнализация и блокировки;
- использование знаков безопасности и предупреждающих плакатов;
- использование малых напряжений;
- электрическое разделение сетей;
- защитное заземление;
- выравнивание потенциалов;
- зануление;
- защитное отключение;
- средства индивидуальной электрозащиты [29].

Повышенная температура поверхности оборудования

На теплообменник необходимо установить защитный экран для предотвращения разбрызгивания жидкости в случае выхода из строя прокладок, а также от воздействия факторов. Защитный экран может быть изготовлен из листа оцинкованной или нержавеющей стали толщиной от 0,5 до 0,8 мм и размещается между пакетом пластин и шпильками, стягивающими теплообменник. Защитный экран в комплект поставки не входит [29].

При необходимости нахождения людей вблизи горячих частей оборудования должны быть приняты меры по их защите ожогов и действия высокой температуры (ограждение действующего оборудования, вентиляция, спецодежда и т.п.) [30].

Все горячие части оборудования, трубопроводы, баки и другие элементы, прикосновение к которым может вызвать ожоги, должны иметь тепловую изоляцию. Температура на поверхности изоляции при температуре окружающего воздуха 25 град. С должна быть не выше 45 град. С. Окраска, условные обозначения, размеры букв и расположение надписей должны соответствовать Правилам устройства и безопасной эксплуатации трубопроводов пара и горячей воды [31].

Трубопроводы агрессивных, легковоспламеняющихся, горючих, взрывоопасных или вредных веществ должны быть герметичными. В местах возможных утечек (краны, вентили, фланцевые соединения) должны быть установлены защитные кожухи, а при необходимости - специальные устройства со сливом из них продуктов утечек в безопасное место [31].

4.3 Экологическая безопасность

Мероприятия, направленные на сокращение и уменьшение воздействия на окружающую среду, условно подразделяются на профилактические и технологические.

Профилактические обеспечивают безаварийную работу оборудования. Технологические способствуют сокращению объемов выбросов и снижению их приземных концентраций.

Общие профилактические мероприятия, направленные на сокращение и уменьшение воздействия на окружающую среду:

- устройство и озеленение площадки;
- поддержание в полной технической исправности и герметичности резервуаров и емкостей, содержащих водоаммиачный раствор, технологического оборудования и трубопроводов;
- планово-предупредительные ремонты технологического оборудования, выполняемые по утвержденным планам-графикам специализированными бригадами предприятия;
- контроль сварных стыков физическими методами;
- гидравлическое испытание трубопроводов, резервуаров и оборудования на прочность и герметичность;

					ФЮРА.УПГА.000.000.ПЗ	Лист
						117
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		

- контролируемый и планируемый слив воды после гидроиспытаний;
- высокие требования к качеству металла труб;
- необходимый запас надежности по толщине стенки труб;

Общие технологические мероприятия, направленные на сокращение и уменьшение воздействия на окружающую среду:

- покрытие оборудования и трубопроводов антикоррозионной изоляцией;
- защита оборудования от атмосферной коррозии;
- система постоянного контроля регламентированных значений технологических параметров, автоматическое регулирование и система ПАЗ при отклонении от заданных параметров для предупреждения аварийных ситуаций.

Основные мероприятия по охране атмосферного воздуха

С целью снижения неорганизованных выбросов вредных веществ в атмосферу через неплотности аппаратов, арматуры, фланцевых соединений, уплотнений предусмотрены следующие мероприятия:

- применение герметичных аппаратов и трубопроводов под давлением;
- герметичность трубопроводов за счет максимального соединения элементов трубопроводов сваркой;
- применение технологического оборудования и запорно-регулирующей арматуры в соответствии с рабочими параметрами процесса и коррозионной активностью среды;
- предусмотрена система предохранительных клапанов для защиты аппаратов и трубопроводов от превышения давления;
- сброс водоаммиачного раствор от предохранительных клапанов направляется в резервуары;
- оборудование резервуаров надежными и эффективными не примерзающими предохранительными клапанами;
- предусмотрены насосы с двойными торцевыми уплотнениями;
- сбор утечек от насосов технологического оборудования предусмотрен в емкости закрытой дренажной системы опасных стоков;
- для опорожнения технологических аппаратов и трубопроводов в нормальном и аварийном режимах от легковоспламеняющихся и горючих жидкостей также предусмотрена закрытая дренажная система;
- периодический контроль максимально разовой ПДК не реже 1 раза в квартал (для веществ III, IV классов опасности), не реже 1 раза в месяц (для веществ II класса опасности);
- периодический контроль за среднесменными ПДК не реже 1 раза в месяц.

Основные мероприятия по защите поверхностных вод

					ФЮРА.УПГА.000.000.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		118

- Для защиты поверхностных вод предусмотрены следующие мероприятия:
- открытая дренажная система поверхностных стоков;
- открытая дренажная система опасных стоков;
- закрытая дренажная система;
- установка запорной секционирующей арматуры для локализации аварийных разливов водоаммиачного раствора в случае разгерметизации оборудования и трубопроводов.
- Для предупреждения истощения подземных вод предусмотрены следующие мероприятия:
- учёт использования подземных вод на проектируемом объекте;
- строгое соблюдение лимитов на воду;
- проведение гидрогеологического контроля за предотвращением истощения эксплуатационных запасов подземных вод;
- размещение проектируемого объекта вне водоохраных зон рек и озер.

Основные мероприятия по охране почв

Для защиты почв предусмотрены следующие мероприятия:

- выполнение строительных работ исключительно в пределах монтажной площадки;
- организация площадок для сбора и хранения отходов производства и потребления;
- сдача отходов производства и потребления осуществляется в специализированную организацию;
- планировка и устройство твердого покрытия на технологических площадках;
- устройство ограждающих стен вокруг технологических резервуаров;

4.4 Безопасность в чрезвычайных ситуациях

Перечень возможных чрезвычайных ситуаций на объекте

Пожарная и взрывная опасность

При работе оборудования нельзя допускать открытого огня, искр и курения.

При сливно-наливных операциях следует строго соблюдать правила защиты от статического электричества в производствах химической промышленности.

Производственные помещения, в которых ведутся работы с водоаммиачным раствором, должны быть обеспечены приточно-вытяжной вентиляцией, а оборудование-местными отсосами. В помещениях для хранения и применения толуола запрещается обращение с открытым огнем, а также использование инструментов, дающих при ударе искру. Электрооборудование и искусственное освещение должно быть выполнено во взрывобезопасном исполнении.

Для тушения водоаммиачного раствора необходимо применять продувочный азот и лафетную установку.

					ФЮРА.УПГА.000.000.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		119

Меры по ликвидации чрезвычайных ситуаций и последствий

Действия работников при возникновении аварий и аварийных ситуаций.

Действия персонала определяются [32].

Для обеспечения безаварийной работы установки и достижения минимального уровня взрывопожароопасности процесса предусмотрены следующие мероприятия:

- все стадии технологического процесса непрерывны и склонны к устойчивому протеканию;
- при соблюдении правил эксплуатации процесс не обладает возможностью взрыва внутри технологической аппаратуры;
- применяемые, обращающиеся и получаемые вещества не обладают способностью быстро и спонтанно полимеризоваться, реагировать с водой, саморазогреваться и самовоспламеняться, не склонны к непроизвольному термическому разложению при высоких температурах и давлениях;
- на установке отсутствуют открытые поверхности аппаратов и трубопроводов с температурой выше температуры самовоспламенения обрабатываемых веществ;
- контроль и управление процессом осуществляется автоматически и дистанционно из операторной с использованием электронной системы приборов;
- предусмотрены система аварийного освобождения аппаратов от продуктов в аварийную емкость и аварийный сброс на факел;
- на наружной установке, где расположено оборудование, в котором обращаются взрывопожароопасные вещества, предусмотрены датчики загазованности, сигналы от которых поступают в операторную.

Способы и средства пожаротушения

В соответствии с требованием норм по пожаротушению на установке должны быть предусмотрены первичные и стационарные средства пожаротушения, а также пожарная сигнализация.

На установке предусмотрены следующие средства пожаротушения:

- первичные средства пожаротушения (огнетушители – пенные ОХП-10, корюшковые ОПУ-10, ОПС-10г, углекислотные ОУ-5, ОУ-8; кошмы, ящики с песком, лопаты и т.д.);
- стационарная система пенотушения открытой насосной;
- водяная оросительная система колонных аппаратов;
- пожарные краны в помещении компрессорной [32].

Безопасность при чрезвычайных ситуациях

Чрезвычайные ситуации (ЧС) - совокупность таких обстоятельств, которые сопровождаются разрушениями, поражениями людей, изменением экологической обстановки.

					ФЮРА.УПГА.000.000.ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подпись	Дата		120

К чрезвычайным ситуациям относятся: производственные аварии, стихийные бедствия, военные конфликты.

В условиях ЧС необходимо знать правила поведения во избежание паники и несчастных случаев.

Стихийные бедствия - ураганы, наводнения, землетрясения предотвратить нельзя, поэтому, отключив электричество в здании, его необходимо покинуть или спуститься в подвальное помещение (бомбоубежище).

При возникновении военного конфликта нужно эвакуировать из здания людей или спуститься в подвал (бомбоубежища).

Эвакуационные пути - это пути, ведущие к эвакуационным выходам. Наиболее распространенными путями эвакуации являются проходы, коридоры, фойе и лестницы.

Самое главное - при любой чрезвычайной ситуации сохранять спокойствие и не забывать отключить электроэнергию и электроприборы. Иначе, это приведет к ещё большим разрушениям.

При поступлении сигнала об угрозе нападения противника все работники лаборатории должны быть обеспечены средствами индивидуальной защиты, после чего должны удалиться в убежище согласно плану эвакуации из помещения .

Вывод:

Теплообменник кожухотрубчатый спроектирован в соответствии с требованиями [33].

Герметичность технологической обвязки узлов исключает загрязнение воздуха рабочей зоны вредными и взрывоопасными веществами в соответствии с [34, 35] и исключает недопустимые тепловыделения.

Заключение

В ходе данной работы был рассчитан кожухотрубный теплообменник.

Произведен технологический расчет, в результате которого была рассчитана поверхность теплообмена. Выполнен конструктивный расчет с определением габаритов аппарата. Осуществлен механический расчет, в котором определены толщины цилиндрической обечайки, трубной решетки и эллиптической крышки, произведена проверка необходимости укрепления отверстий, рассчитано фланцевое соединение типа выступ-впадина с прокладкой из паронита, подобраны неподвижные и подвижные седловые опоры. Совершен расчет гидравлических сопротивлений и подбор насосов для трубного и межтрубного пространства. Произведен расчет тепловой изоляции.

В разделе «Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение» была проведена оценка рентабельности проекта, проанализированы сильные и слабые стороны проекта, а также его возможности.

В разделе «Социальная ответственность» проведен анализ вредных и опасных факторов, связанных с работой на данном аппарате. Так же обоснованы мероприятия по снижению вредного воздействия этих факторов на окружающую среду.

Список литературы

1. Павлов К.Ф. Примеры и задачи по курсу процессов и аппаратов химической технологии. / К.Ф. Павлов, П.Г. Романков, А.А. Носков - М.: ООО ИД «Альянс», 2007. - 576с.
2. ТУ 3612-024-00220302-02. Аппараты теплообменные кожухотрубчатые с неподвижными трубными решетками и кожухотрубчатые аппараты с температурным компенсатором на кожухе. - М.: ОАО "ВНИИнефтемаш", 2002. - 112 с.
3. ГОСТ Р 34233.1 - 2017. Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Общие требования. - М.: Стандартиформ, 2018. - 30с.
4. ГОСТ Р 34233.2 - 2017. Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Расчет цилиндрических и конических обечаек, выпуклых и плоских днищ и крышек. - М.: Стандартиформ, 2018. - 54с.
5. ГОСТ 8732 - 78. Трубы стальные бесшовные горячедеформированные. Сортамент (с Изменениями N 1, 2). - М.: ИПК Изд-во стандартов, 2004. -9с.
6. Семакина О.К. Машины и аппараты химических производств. Ч. 1. Учеб. Пособие. - Томск: Изд-во Томского Политехнического университета, 2003. - 118с.
7. ГОСТ Р 55601 - 2013. Аппараты теплообменные и аппараты воздушного охлаждения. Крепление труб в трубных решетках. Общие технические требования. -М.: Стандартиформ, 2013. - 50с.
8. Лашинский А.А. Основы конструирования и расчета химической аппаратуры. Справочник. / А.А. Лашинский, А.Р. Толчинский - Л.: Машиностроение, 1970. - 752с.
9. ГОСТ Р 34233.7 - 2017. Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Теплообменные аппараты. - М.: Стандартиформ, 2018. - 54с.
10. РД РТМ 26-01-141-82 Камеры греющие выпарных аппаратов с трубными решетками, имеющими отбортованные кромки отверстий. Расчет на прочность. - М.: НИИхиммаш, 1983. - 21с.
11. ГОСТ Р 34233.6 - 2017. Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Расчет на прочность при малоцикловых нагрузках. - М.: Стандартиформ, 2018. -19с.
12. ГОСТ 6533-78*. Днища эллиптические отбортованные стальные для сосудов, аппаратов и котлов. Основные размеры. - М.: Гос. комитет СССР по стандартам, 1978. - 26 с.
13. ГОСТ 15180 - 86. Прокладки плоские эластичные. Основные параметры и размеры. - М.: Гос. комитет СССР по стандартам, 1993. - 12 с.

14. ГОСТ Р 34233.3 - 2017. Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Укрепление отверстий в обечайках и днищах при внутреннем и внешнем давлениях. Расчет на прочность обечаек и днищ при внешних статических нагрузках на штуцер. - М.: Стандартиформ, 2018. - 41 с.

15. ГОСТ 10704 - 91. Трубы стальные электросварные прямошовные. Сортамент (с Изменением N 1) - М.: Изд-во стандартов, 1993. - 7с.

16. ГОСТ Р 34233.4 - 2017. Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Расчет на прочность и герметичность фланцевых соединений. - М.: Стандартиформ, 2018. - 42с.

17. ГОСТ 34233.5 - 2017. Сосуды и аппараты. Нормы и методы расчета на прочность. Расчет обечаек и днищ от воздействия опорных нагрузок. - М.: Стандартиформ, 2018. - 31с.

18. ГОСТ 31842 - 2012. Межгосударственный стандарт. Нефтяная и газовая промышленность. Теплообменники кожухотрубчатые. Технические требования. - М.: Стандартиформ, 2013. - 34с.

19. ГОСТ 19903 - 2015. Прокат листовой горячекатаный. Сортамент. - М.: Стандартиформ, 2016. - 9с.

20. Михалев М.Ф. Расчет и конструирование машин и аппаратов химических производств. Примеры и задачи. / М.Ф. Михалев, Н.П. Третьяков, А.И. Мильченко, В.В. Зобнин. – Л.: Машиностроение, Ленингр. отд-ние, 1984. – 301с.

21. Беляев В.М. Конструирование и расчет элементов оборудования отрасли. Ч.1: Тонкостенные сосуды и аппараты химических производств / В.М. Беляев, В.М. Миронов. - Томск: Изд-во Томского Политехнического университета, 2016. - 313с.

22. ГОСТ 9617 - 76. Сосуды и аппараты. Ряды диаметров. - М.: Изд-во стандартов, 1978. - 2с.

23. Гаврикова Н.А. Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение: учебно-методическое пособие / И.Г. Видяев, Г.Н. Серикова, Н.А. Гаврикова, Н.В. Шаповалова, Л.Р. Тухватулина, З.В. Криницына; Томский политехнический университет. – Томск: Изд-во Томского политехнического университета, 2014. – 36 с.

24. "Трудовой кодекс Российской Федерации" от 30.12.2001 N 197-ФЗ (ред. от 01.04.2019). Статья 354.

25. ГОСТ 12.0.003-2015. Система стандартов безопасности труда (ССБТ). Опасные и вредные производственные факторы. Классификация. – М.: Стандартиформ, 2016. - 9с.

26. Кожухотрубные теплообменники. Инструкция по эксплуатации и техническому обслуживанию. [Электронный ресурс] - Режим доступа: <http://docplayer.ru/27731520-Kozhuhotrubnye-teploobmenniki-instrukciya-po-ekspluatacii-i-tehnicheskomuobslužhivaniyu.html> (дата обращения - 12.04.19.)

27. ГОСТ 12.1.003-2014. Система стандартов безопасности труда (ССБТ). Шум. Общие требования безопасности. - М.: Стандартиформ, 2015. - 28с.

28. ГОСТ 26568-85. Вибрация. Метод и средства защиты. Классификация. (с Изменением N 1). - М.: Издательство стандартов, 1987. - 11с.

29. ГОСТ 12.4.011-89. Система стандартов безопасности труда (ССБТ). Средства защиты работающих. Общие требования и классификация. - М.: ИПК Издательство стандартов, 2001. - 6с.

30. ГОСТ 12.2.003–91. ССБТ. Оборудование производственное. Общие требования безопасности. - М.: Стандартиформ, 2001. - 9с.

31. ГОСТ 14202-69. Трубопроводы промышленных предприятий. Опознавательная окраска, предупреждающие знаки и маркировочные щитки. - М.: ИПК Издательство стандартов, 2004. - 17с.

32. СНиП 21-01-97* Пожарная безопасность зданий и сооружений (с Изменениями N 1, 2). - М.: ГУП ЦПП, 2002. - 36с.

33. Рекомендации по устройству и безопасной эксплуатации технологических трубопроводов. Приказ от 27 декабря 2012 года N 784 [Электронный ресурс] – Режим доступа: <http://docs.cntd.ru/document/542627299> (дата обращения 22.05.2019).

34. Ибрагимов Г.З., Артемьев В.Н. Техника и технология добычи и подготовки нефти и газа. – М.: МГОУ, 2005. – 243с.

35. Касаткин, А.Г. Основные процессы и аппараты химической технологии / А.Г. Касаткин. – М.: ООО «Издательский дом Альянс», 2015. – 753с.

Приложение А

(справочное)

Таблица А.1 – Сводная таблица заработной платы основного персонала

Наименование профессий	Списочная численность	Тарифный разряд	Тарифная ставка за день, руб.	Номин. Фонд рабочего времени всех рабочих в год, ч	Основной фонд заработной платы, тыс. руб.					Дополнительный фонд з/п, тыс. руб.	Общий годовой фонд з/п, тыс. руб.	Общий фонд з/п с учетом районного коэффициента, тыс.руб.
					Тариф. фонд	Премия	Доплата за ночное время	Доплата за работу в праздники	Итого			
	Чсп		Тст	Нф=360*Чсп	Зтар=Чсп*Тст*Тэф	Пр=Зтар*10%	Дн.вр = Зтар*40%	Дпр.дн. = Зтар*0,3	Зосн=Зтар+Пр+Днвр+Дпрдн	Здоп = Зосн*10%	Зобщ.=Здоп+ Зосн	Зобщ*К; К=1,3
ИТР	4	6	3123	1440	3972,4	397,24	1588,96	1191,72	7150,3	715,03	7865,33	10224,9
Старший оператор	4	5	2578	1440	3279,2	327,92	1311,68	983,76	5902,6	590,26	6492,86	8440,7
Оператор установки	8	4	1987	2880	5054,8	505,48	2021,92	1516,44	9098,64	909,86	10008,85	13011,5
Ремонтный персонал	8	4	1269	2880	3228,3	322,83	1291,32	968,49	5810,94	581,09	6392,03	8309,64
Итого	24	-	-	-	15534,7	1553,47	6213,82	4660,41	27962,48	2796,25	30759,07	39986,74